

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Výzkumné energetické centrum

Separace paroplynové směsi s oxidem uhličitým procesem kondenzace parní fáze

Disertační práce

Studijní program:	P2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	2302V006 Energetické stroje a zařízení
Školitel:	prof. Ing. Pavel Noskievič, CSc.
Doktorand:	Ing. David Kupka

Ostrava 2012

Poděkování

Chtěl bych poděkovat především svému školiteli prof. Ing. Pavlu Noskievičovi, CSc. za vědeckou inspiraci, odborné vedení a poskytnutí potřebného zázemí pro výzkum. Dále děkuji Ing. Janu Koloničnému, Ph.D. za věcné připomínky a organizaci práce v projektu. Dík patří i pracovníkům Výzkumného energetického centra, kteří mi byli nápomocni při provádění experimentálních měření a zaměstnancům společnosti Vítkovice power engineering a.s. za spolupráci při řešení technických otázek souvisejících s provozem měřicí tratě. V neposlední řadě děkuji i svým rodičům a přátelům za podporu během studia.

ANOTACE

KUPKA, David. *Separace paroplynové směsi s oxidem uhličitým procesem kondenzace parní fáze : disertační práce*. Ostrava : Výzkumné energetické centrum, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 124 s.

Disertační práce je v obecném měřítku zaměřena na separaci pracovního média v bezemisním parním oběhu založeném na spalovacím zařízení CES. Předmětem výzkumu v této oblasti je návrh transformátoru tepla umožňujícího efektivní separaci složek za současné produkce nízkotlaké páry. Konkrétní náplní disertační práce pak je experimentální studium vlivu složení a termodynamických vlastností paroplynové směsi na rozsah a účinnost separace prostřednictvím blánové kondenzace. Úvod práce je věnován seznámení s CES technologií a vymezení předpokládaných parametrů směsi v komerční jednotce. V následujících kapitolách je představena zkušební aparatura s trubkovým kondenzátorem, metodika měření provozních parametrů a realizace experimentálních měření. V závěru práce jsou analyzovány výsledky zkoušek s dosaženými poznatky a významem pro další rozvoj oboru.

ANNOTATION

KUPKA, David. *Separation of steam-gas mixture with carbon dioxide by process of condensation of vapor phase : dissertation*. Ostrava : Energy Research Center, VŠB – Technical University of Ostrava, 2011, 124 s.

The dissertation, in a general scale, focuses on separation of a working fluid in a zero-emission steam cycle based on a CES combustor. The subject of the research is development and design of a heat exchanger enabling efficient separation of carbon dioxide from the steam-gas mixture with simultaneous production of low-pressure steam. The particular content of the dissertation is an experimental study of the influence of composition and thermodynamic properties of the steam-gas mixture on the extent and efficiency of separation process by film-wise condensation. An introduction is devoted to the CES technologies and definition of expected parameters of the mixture in a commercial unit. The following chapters describe an experimental apparatus, methodology for measurement of the operating parameters and performance testing. In conclusion, obtained data with achieved findings and importance for the further development of the field is analyzed.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	6
1. AKTUÁLNOST PROBLEMATIKY	9
1.1. Emise CO ₂	10
1.2. Bezemisní parní cyklus s generátorem CES	12
2. CÍLE PRÁCE	18
3. TEORETICKÉ STUDIUM VLASTNOSTÍ PPS	19
3.1. Fyzikální parametry	19
3.2. Mechanismus kondenzace	25
4. NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ	33
4.1. Příprava paroplynové směsi	34
4.2. Separace paroplynové směsi	37
4.3. Sekundární okruh	41
4.4. Seznam použité měřicí techniky	41
4.1. Průběh realizace výstavby EMT	42
4.1. Ověření funkčnosti a spolehlivosti EMT	43
5. METODIKA MĚŘENÍ PROVOZNÍCH PARAMETRŮ	45
5.1. Měření vstupních parametrů PPS	46
5.2. Měření parametrů PPS ve výměníku	47
5.3. Měření výstupních parametrů PPS	48
5.4. Měření parametrů chladicího média	49
5.5. Nastavení požadovaných provozních parametrů PPS	50
5.6. Nastavení požadovaných provozních parametrů chladicí vody	53
5.7. Průběh experimentálního měření	53
5.8. Vyhodnocování zkoušek	55

5.9. Matematické modely řešení sdílení tepla ve filmu kondenzátu	63
5.10. Nucená konvekce směsi a chladicí vody	69
6. EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	72
6.1. Rozsah měření	72
6.2. Volba průtoků a podíl složek v PPS	73
6.3. Tlakové poměry	74
6.4. Teplotní poměry	76
6.5. Množství kondenzátu	78
6.6. Výkonové parametry	79
6.7. Složení směsi za kondenzátorem	80
7. VYHODNOCENÍ A INTERPRETACE DAT	82
7.1. Obecná charakteristika zkušebních režimů	82
7.2. Součinitel přestupu tepla filmu kondenzátu	85
7.3. Součinitel přestupu tepla paroplynové směsi	92
7.4. Součinitel prostupu tepla	100
7.5. Teplotní spád a teplotní profil	103
7.6. Hustota tepelného toku	107
7.7. Koncentrační profil	108
7.8. Výkon a účinnost	111
7.9. Účinnost separace	115
8. DOPORUČENÍ PRO DALŠÍ VÝZKUM	116
9. ZÁVĚR	120
SEZNAM CITOVANÝCH PUBLIKACÍ	121
SEZNAM VLASTNÍCH PUBLIKACÍ	124

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

<i>Značení</i>	<i>Název</i>	<i>Jednotka</i>
A	velikost teplosměnné plochy	$[\text{m}^2]$
D	vnější průměr trubky	$[\text{m}]$
D_{AB}	difuzivita složky A ve směsi se složkou B	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
G	molární tok kolmo	$[\text{mol} \cdot \text{s}^{-1}]$
M	molární hmotnost	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
T	termodynamická teplota	$[\text{K}]$
T_δ^+	bezrozměrný teplotní spád ve filmu kondenzátu	$[-]$
V	objem	$[\text{m}^3]$
L	charakteristická délka	$[-]$
Le	Lewisovo číslo	$[-]$
Nu	Nusseltovo číslo	$[-]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[-]$
\dot{Q}	tepelný výkon	$[\text{W}]$
R	univerzální plynová konstanta	$[\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \text{mol}^{-1}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
S	průtočný průřez	$[\text{m}^2]$
Sc	Schmitovo číslo	$[-]$
Sh	Scherwoodovo číslo	$[-]$
a	teplotní vodivost	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
c	molární koncentrace	$[\text{mol} \cdot \text{dm}^{-3}]$
c_p	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
d	vnitřní průměr trubky	$[\text{m}]$
d_h	hydraulický průměr	$[\text{m}]$
f	součinitel tření	$[-]$
g	gravitační zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
i	entalpie	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
k	součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
l_v	latentní teplo páry	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
\dot{m}	hmotnostní tok	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
\dot{n}	molární tok kolmo na teplosměnnou plochu	$[\text{mol} \cdot \text{s}^{-1}]$
n	látkové množství	$[\text{mol}]$

p	tlak	[Pa]
p_{2m}	střední logaritmický tlakový spád	[Pa]
\dot{q}	hustota tepelného toku	[W·m ⁻²]
r	měrná plynová konstanta	[J·kg ⁻¹ K ⁻¹]
w	rychlost proudění	[m·s ⁻¹]
x	molární zlomek	[-]
y	odlehlost	[m]
Γ	tok kondenzátu jednotkou obvodu	[kg·m ⁻¹ s ⁻¹]
α	součinitel přestupu tepla	[W·m ⁻² K ⁻¹]
β	součinitel přenosu hmoty	[m·s ⁻¹]
δ	šířka mezní vrstvy	[m]
δ^+	bezrozměrná tloušťka filmu	[-]
ε	absolutní drsnost povrchu trubky	[m]
φ	objemový zlomek	[-]
η	dynamická viskozita	[Pa·s]
λ	tepelná vodivost	[W·m ⁻¹ K ⁻¹]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
ξ	součinitel místního odporu	[-]
ρ	hustota	[kg·m ⁻³]
τ	smykové napětí	[Pa]
ω	hmotnostní zlomek	[-]

Dolní index

b	v objemu, jádře proudu
c	kondenzát
co	chladičí voda
en	entrance effect
f	film
gr	gravitační kondenzace
i	fázové rozhraní
in	vstupní průřez sekce

<i>j</i>	krok iterace, pořadí sekce
<i>la</i>	laminární proudění
<i>m</i>	směs
<i>out</i>	výstupní průřez sekce
<i>s</i>	hladký povrch
<i>sm</i>	smyková kondenzace
<i>r</i>	zvlněný povrch
<i>tu</i>	turbulentní proudění
<i>v</i>	parní fáze
<i>w</i>	stěna

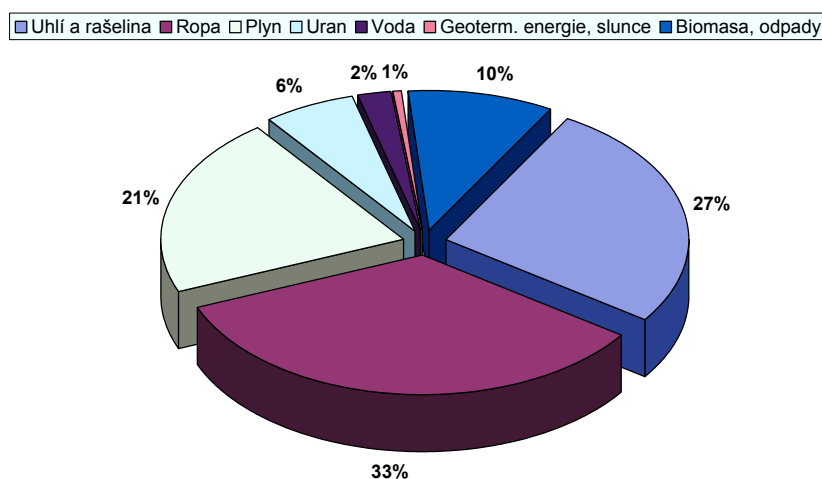


1. AKTUÁLNOST PROBLEMATIKY

Zvyšující se životní standard společnosti je odrazem ekonomického růstu, který s sebou přináší stále vyšší nároky na zajištění energií. Ta je v současnosti získávána převážně z fosilních paliv (obr. 1), jejichž role v příštích desetiletích jistě nebude ztrácet na významu, jelikož rapidní industrializace rozvojových zemí (především Číny, Indie a zbytku jižní Asie) si vyžádá využívání v současnosti nejsnáze dostupného a nákladově nejefektivnějšího energetického zdroje, jakým fosilní paliva bezpochyby jsou.

Odhadnout, jak dlouho ještě bude moci lidstvo na takový zdroj energie spoléhat, není lehké zvláště v situaci, kdy konec ropné éry je předvídan v horizontu několika desítek let. Zásoby ropy a zemního plynu jsou jistě omezené, nicméně zvládnutí ekonomicky dostupného zkapalňování uhlí procesem SASOL [1] poukázalo na skutečnost, že na fosilní paliva je třeba nahlížet ve svém celku, protože relativní výhoda jednoho druhu paliva se oproti jinému stírá, a výpadek vyčerpáním jednoho zdroje by měl být snadno vyrovnán zdrojem jiným.

Hrubou představu o stavu zásob fosilních paliv poskytuje publikace [2], jež uvádí, že od počátku průmyslové revoluce do konce 2. tisíciletí bylo spotřebováno 1,4 % energie uložené ve fosilních palivech. Využitelnost zbývajících podílů, jenž zahrnuje kromě konvenčních zásob i dosud nevyužívané zásoby roponosných břidlic, břidlicových písků a metanhydrátů, je silně závislá na vývoji ceny energií, ekonomii těžby a dostupnosti pokročilých technologií.



Obr. 1 Podíl zdrojů na krytí světové energetické poptávky v roce 2008 [3]

Z výše uvedeného vyplývá, že lidstvo bude fosilními zdroji disponovat ještě po několik staletí. Co však v budoucnosti může zhoršit dosud výjimečné postavení fosilních paliv v energetickém portfoliu, jsou ekologické dopady. V tomto ohledu je další vývoj poněkud nejistý. Přestože emise rizikových znečišťujících látek, jako jsou jemné prachové částice, oxidy síry a dusíku, se již v minulosti víceméně úspěšně podařilo redukovat, snaha o radikální omezení emisí oxidu uhličitého může mít zásadní důsledky.

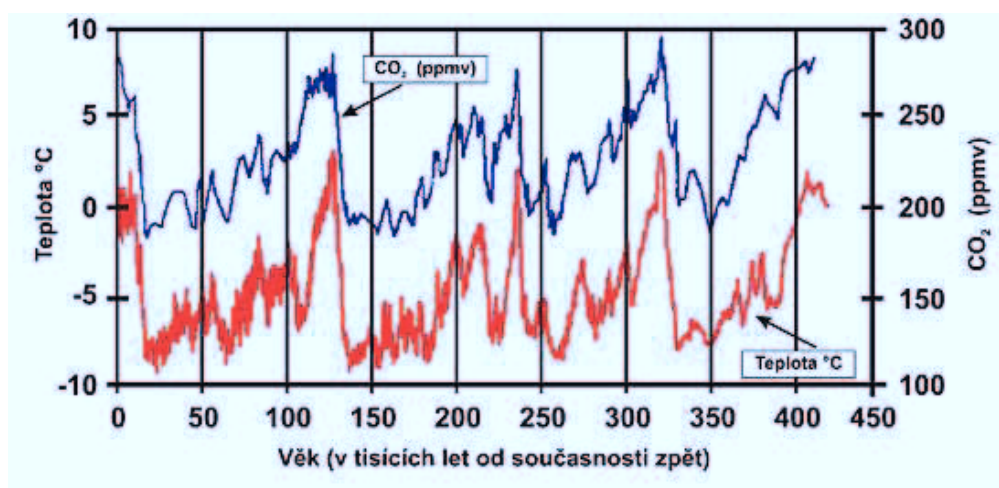
1.1. Emise CO₂

V souvislosti s probíhajícími klimatickými změnami, z nichž velká pozornost je věnována globálnímu oteplování, je oxidu uhličitému přisuzována role určujícího činitele. Tato představa vychází z tvrzení, že zvyšující se teplota planety je způsobena rostoucím obsahem CO₂ v atmosféře v důsledku lidské činnosti v podobě spalování uhlikatých paliv.

Závěry výzkumného úkolu [4], jehož cílem bylo prostřednictvím rozboru vzduchových bublin uvězněných v antarktickém ledu zanalyzovat a zmapovat složení atmosféry v časovém úseku větším než 400 tisíc let, ukazují na čtyři klimatické cykly s výraznými výkyvy koncentrací CO₂ v rozmezí 180 až 300 ppm. Skutečnost, že dnešní koncentrace 390 ppm [5] se pohybuje nad touto hranicí, je další argument zastánců antropogenní teorie. Zástupci z opačného tábora namítají, že plyn podílející se na složení atmosféry třemi desetinami promile nemůže ovlivňovat chování planety v míře, která mu je přisuzována.

Obecně panuje shoda v tom, že dominantním skleníkovým plynem je vodní pára. Kvantifikovat její podíl na absorpci infračerveného záření, a tím stanovit vliv ostatních plynů na skleníkový efekt, je však prakticky nemožné, což dokládá množství publikací uvádějící podíl CO₂ na tomto jevu od 0,2 do 26 % [6][7][8].

Výše zmíněný rozbor bublinek vzduchu také prokázal, že existuje určitá závislost mezi obsahem CO₂ v atmosféře a její teplotou (obr. 2), avšak bez vyřešení známého problému příčiny a následku. Objevují se studie, podle kterých v přechodných obdobích změna teploty předchází změnu koncentrace CO₂ a jeho zvýšený výskyt v atmosféře je důsledek snížené rozpustnosti v oceánech. Pokud by tomu tak bylo, pak by CO₂ bylo spíše následkem nežli příčinou klimatických změn a skleníkové plyny by byly pouhým teplotním zesilovačem než určujícím podnebním činitelem.



Obr. 2 Teplotní a koncentrační historie Země za posledních 400 tisíc let

Jak už to v podobných takto polarizovaných sporech bývá, pravda leží někde uprostřed a názorový střet je způsoben nedostatkem znalostí změn uhlíkového cyklu a nespolehlivostí klimatických modelů. Dnes s jistotou můžeme říci pouze to, že o rozsahu a zejména příčinách klimatických změn prostě a jednoduše nevíme vůbec nic.

I kdyby se prokázal minimální vliv skleníkových plynů na globální oteplování, úplně rezignovat na snížení emisí CO₂ by bylo nezodpovědné, protože CO₂ hraje významnou roli v životních cyklech. Ovlivňuje rychlost fotosyntézy, dýchání a hodnotu pH krve. Tvorba vápenatých solí v kostech, ulitách a korálových útesech je také závislá na CO₂. Fyziologická důležitost CO₂ naznačuje, že velké výkyvy jeho obsahu v atmosféře by mohly ovlivnit ekosystémy přímo, nikoliv jen prostřednictvím klimatických změn.

Kromě toho existují možnosti, jak tento plyn průmyslově využít, aniž by vstupoval do atmosféry. Nejčastěji se hovoří o metodách zvýšení výtěžnosti ropy injektáží CO₂ v terciární fázi těžby, kdy aplikované médium snižuje viskozitu ropy a usnadňuje její migraci k vrtu. Tímto způsobem jsme schopni získat dalších 5 až 15 % objemu ložiska, přičemž CO₂ v superkritickém stavu zůstává uvězněno v porézní struktuře ložiska.

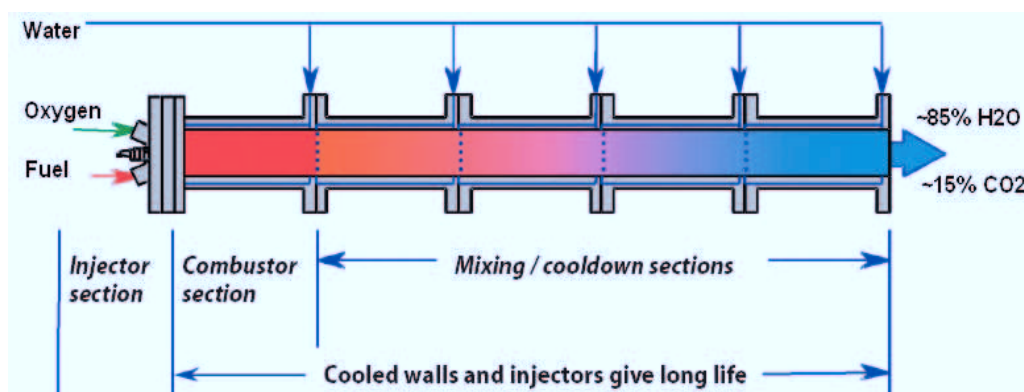
Potřeba vypořádat se s problémem skleníkových plynů jistě zvýhodní alternativní zdroje energie. Nedojde-li však k neočekávanému průlomů ve vývoji technologií v oblasti obnovitelných zdrojů, nelze očekávat, že by tyto zdroje představovaly pro fosilní paliva konkurenci. Jejich hlavní nevýhoda spočívá v malé plošné koncentraci (vítr, slunce) a potenciálu využití (voda, biomasa, geotermální energie). Z hlediska ceny je jaderná energie velkým konkurentem, její rozvoj však naráží na dva problémy. Těmi jsou poměrně negativní stanovisko veřejnosti související s bezpečností provozu jaderných elektráren spolu

s ukládáním jaderného odpadu, a mezinárodní politika vyznačující se zájmem zabránit šíření jaderných technologií a materiálů do politicky nestabilních zemí.

Předpokládá se tedy, že největší roli ve snižování emisí sehraje zdokonalování stávajících transformačních procesů společně s vývojem nových technologií, přičemž zhruba od roku 2020 by mělo docházet ke zvyšování podílu sekvestračních technologií (scénář IEA předpokládá 10% podíl v roce 2030) [9].

1.2. Bezemisní parní cyklus s generátorem CES

Program Vision 21 je ambiciózní projekt [10], jehož snahou je na základě dnešních znalostí z oblasti zplyňování, spalování a materiálového inženýrství vyvinout technologii, která umožní využívání fosilních paliv podstatně efektivněji a téměř s nulovými emisemi znečišťujících látek. V rámci tohoto programu bylo vyvinuto značné úsilí v inovaci energetických systémů, mezi něž patří i koncept [11] společnosti Clean Energy Systems Inc. (CES).

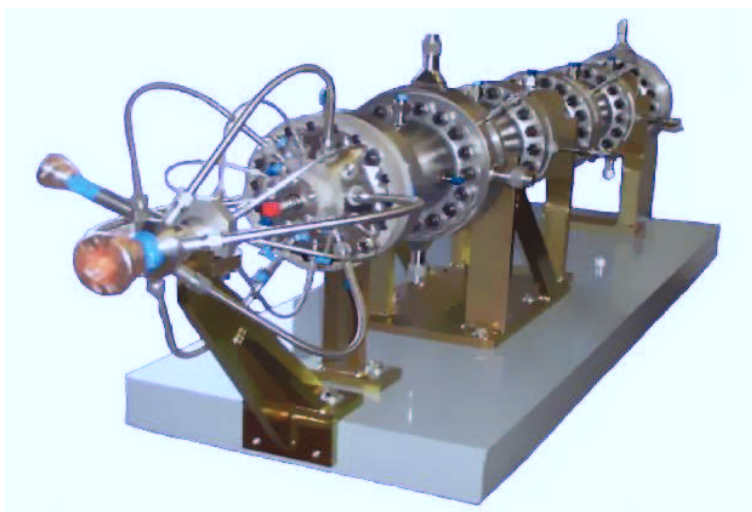


Obr. 3 Řez paroplynovým generátorem

Jedná se o spalovací zařízení vycházející z mnohaletých zkušeností s raketovými pohony, které by v budoucnosti mohlo nahradit klasický parní kotel. Jádrem CES procesu je plynový generátor (obr. 3) integrovaný do konvenčního energetického systému. Do generátoru je přiváděna směs kyslíku s plynnými uhlovodíkovými palivy, která je spalována za stechiometrických podmínek. Vzniklé produkty hoření tvoří paroplynovou směs (PPS) složenou z vodní páry a oxidu uhličitého, jehož podíl závisí na obsahu uhlíku vázaného v palivu. Z tohoto pohledu se jako ideální palivo jeví vodík, jehož spálením vzniká pouze čistá vodní pára. Jeho výroba je však zatím nákladná a energeticky velmi náročná, proto je v tomto zařízení nejběžněji využíván zemní plyn. Alternativou může být syntetický plyn z uhlí nebo biomasy, případně bioplyn.

Zatímco u konvenčních kondenzačních elektráren konajících práci v Rankin-Clausiově oběhu je pracovním médiem pára, které byla tepelná energie předána spaliny, v případě CES technologie jsou pracovním médiem přímo produkty hoření, tedy paroplynová směs. Teplota PPS je vzhledem ke způsobu spalování velmi vysoká (3200°C), proto je třeba zajistit její ochlazení prostřednictvím vstřikování chladicí vody do spalovacího prostoru.

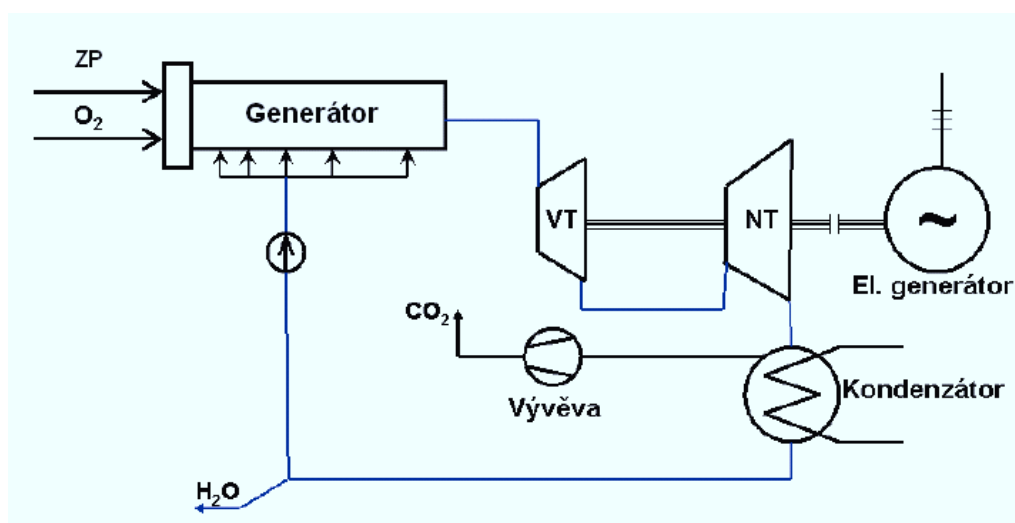
Generátor sestává z injektážní sekce, spalovací sekce a variabilního počtu chladicích sekcí. Zážehové zařízení se nachází v injektážní sekci, jejíž úkolem je důkladné směšování paliva a oxidantu v poměru zajišťující mírný přebytek kyslíku s dostatečným množstvím vody pro udržení teploty minimalizující tvorbu těkavých organických látek (VOC). Spalovací sekce představuje prostor, ve kterém probíhá chemická reakce oxidantu s palivem po dostatečně dlouhou dobu zaručující dokonalé vyhoření paliva. Teploty v této oblasti dosahují 1500 až 1700°C při tlaku v rozmezí 7 až 10 MPa. Pro zachování dlouhé životnosti materiálu je využito chlazení vodou protékající mezi dvojistou stěnou sekce. Chladicí sekce slouží ke korekci výstupní teploty PPS rozprašováním vysoce atomizované vody do proudu PPS a jejich počet závisí na požadavcích vysokotlaké turbíny a jejích možnostech odolávat vysokým teplotám.



Obr. 4 Prototyp generátoru o výkonu 20 MW

První model vyrobila společnost CES v roce 1999 a v laboratorních podmínkách vyprodukovala směs o teplotě 1500°C a tlaku $2,1$ MPa, čímž prokázala funkčnost zařízení. Úspěch projektu vedl v roce 2001 k vytvoření projekčního návrhu a následné výrobě prototypu (obr. 4), který při své délce 190 cm a hmotnosti 380 kg disponuje pozoruhodným výkonem 20 MW_t . Zkušební testy s rozsahem 20 až 100% jmenovitého výkonu zahájené počátkem roku 2003 demonstrovaly schopnost zařízení trvale produkovat PPS s teplotou až 1650°C a tlakem $10,6$ MPa [12], což dalo vzniknout metodě produkce čistého, vysoce energetického média využitelného k výrobě elektrické energie.

Pozitivní výsledky vyplývající ze zkoušek životnosti a spolehlivosti zařízení přispěly k navýšení finančního rozpočtu projektu a umožnily tak zahájení další etapy, jejímž cílem bylo integrovat generátor do jednoduchého Rankin-Clausiova oběhu. Za tímto účelem byla společností CES pořízena odstavená elektrárna Kimberlina nacházející se na strategickém místě nedaleko ropných polí, umožňující v blízké budoucnosti zahájení pilotního projektu ukládání CO₂ a zvýšení výtěžnosti ropy a zemního plynu. Zázemí elektrárny bylo využito k odzkoušení kompletního CES procesu [13] sestávajícího z plynového generátoru o výkonu 20 MW_t s příslušnými subsystémy (zemní plyn, kyslík, demineralizovaná voda), 5MW turbogenerátorem, geotermálním kondenzátorem a vodokružnou vývěvou pro odvod inertní složky (CO₂) a udržení podtlaku v kondenzátoru na hodnotě kolem 7 kPa (obr. 5).



Obr. 5 Schéma jednookruhového RC oběhu s paroplynovým generátorem

Během roku 2005, již s generátorem přifázovaným k elektrické síti, bylo provedeno testování čítající v souhrnu 2000 provozních hodin s více než 400 starty v mezích 20 až 88 % jmenovitého výkonu. Kromě zemního plynu, se předmětem zkoušek týkajících se zaměnitelnosti paliva stal i syntetický plyn (složením podobný produktu zplyňování uhlí), skládkový plyn, glycerín a vodní emulze olejů z rafinace ropy.

Typické složení „suchých spalin“ (zjišťováno absorpční analýzou, tzn. z PPS izolována voda) vzniklých spalováním zemního plynu při 70% výkonu generátoru (hmotnostní poměr vstříkované vody k palivu 1,35) uvádí tab. 1. Vzorek A odpovídá podmínkám, kdy byl generátor provozován s přebytkem kyslíku 1,25 % ve srovnání se stechiometricky daným množstvím. Vzorek B byl odebrán při hodnotě přebytku 2,85 %. Přepočteno na referenční obsah kyslíku 15 %, který se standardně užívá při vyjadřování emisí u spalovacích turbín, činí objemový podíl CO ve vzorku A 110 ppm a ve vzorku B 13 ppm. Koncentrace CO se v rámci

celé škály provozních podmínek pohybovaly od 5 do 110 ppm. Relativně velký rozsah koncentrací je dán experimentálním charakterem provozu generátoru, jehož snahou bylo najít hraniční parametry zařízení.

Tab. 1 Laboratorní rozbor PPS (bezvodý stav) [14]

Složka	Vzorek A	Vzorek B
CO ₂ [%]	95,8	93,6
O ₂ [%]	2,5	5,7
N ₂ [%]	1,2	0,7
H ₂ [ppm]	0,5	0
CO [ppm]	3840	430
NO _x [ppm]	24	28,5
VOC [ppm]	31	60

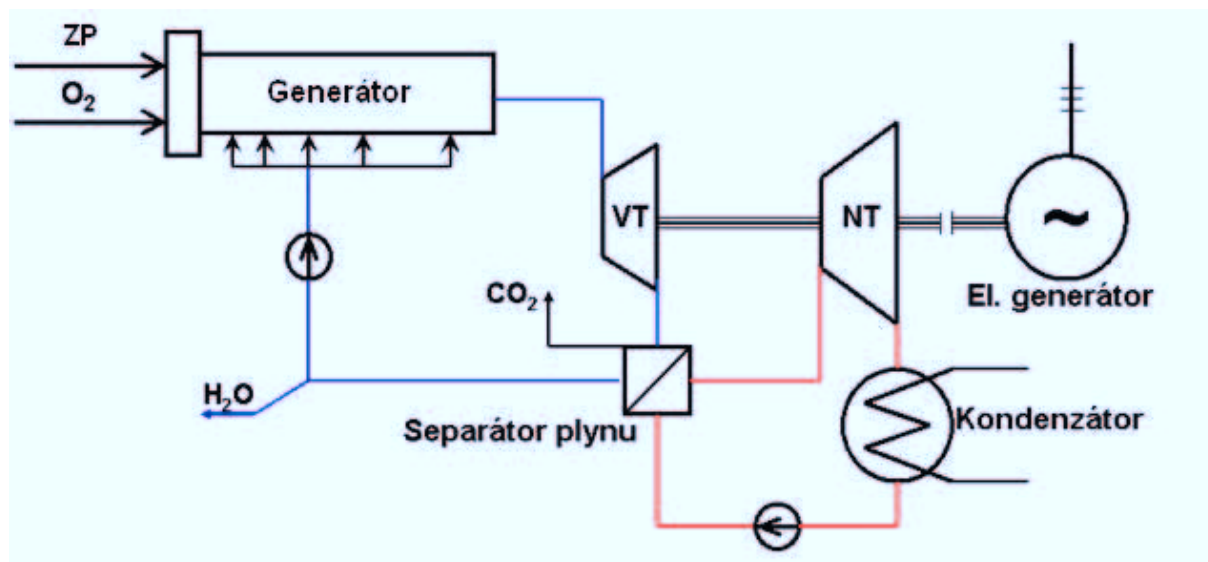
Jelikož spalovací proces probíhá v kyslíkové atmosféře, neměly by spaliny obsahovat nijak významné množství oxidů dusíku. Spolu s kyslíkem bylo do spalovací komory dopravováno i 0,005 % dusíku. Tato hodnota představuje zcela zanedbatelné množství, jediným faktorem ovlivňující výskyt oxidu dusného a oxidu dusnatého tak je přítomnost dusíku v palivu. Existují poměrně velké rozdíly v obsahu dusíku u zemního plynu, které jsou dány lokalitou těžby. Objemový podíl dusíku může činit pouhých 0,3 % (alžírský), nebo naopak značných 15 % (nizozemský). Zemní plyn spalovaný v generátoru neobsahoval více než 0,66 % dusíku. Koncentrace NO_x, vztažené na referenční hodnotu kyslíku, byly přibližně 0,8 ppm u obou vzorků, což jsou významně nižší hodnoty než u kombinovaného cyklu na zemní plyn se selektivní katalytickou redukcí.

Emise těchto plynů by si zasloužily větší pozornost, pokud bychom uvažovali, že by byly vypouštěny do atmosféry. Ve většině komerčních aplikací by však byly zachyceny a uloženy společně s oxidem uhličitým.

Paroplynová směs vyrobená v generátoru je vedena do turbíny, kde expanduje na tlak v kondenzátoru. V něm dochází k separaci CO₂ a parní složky prostou blánovou kondenzací. Zatímco kondenzát je po mírné úpravě kyselosti opět využit k produkci PPS v generátoru, CO₂ je nutné za pomoci vývěvy z oběhu odvádět pro zachování konstantního vakua. Samotná komprimace velkého objemu plynu minimálně na atmosférický tlak vyžaduje značné množství energie, což zhoršuje celkovou účinnost energobloku. Uvážíme-li však, že se jedná o koncept bezemisní elektrárny, je zapotřebí pamatovat na uložení, případně na potencionální průmyslové využití CO₂. Pro realizaci takovýchto záměrů je ovšem třeba plyn dále stlačovat

na vyšší tlaky. To pochopitelně klade zvýšené nároky na příkon kompresorů a ještě více zhoršuje energetickou bilanci systému.

Vhodným řešením, které přispěje ke zmírnění požadavků na velikost kompresní práce a zachová účinnost cyklu na vysokých hodnotách, je **separační parogenerátor**. Jedná se o tepelný výměník, jehož zařazením mezi vysokotlaký a nízkotlaký stupeň turbíny, se jednoduchý RC cyklus rozdělí na dva samostatné okruhy (obr. 6).



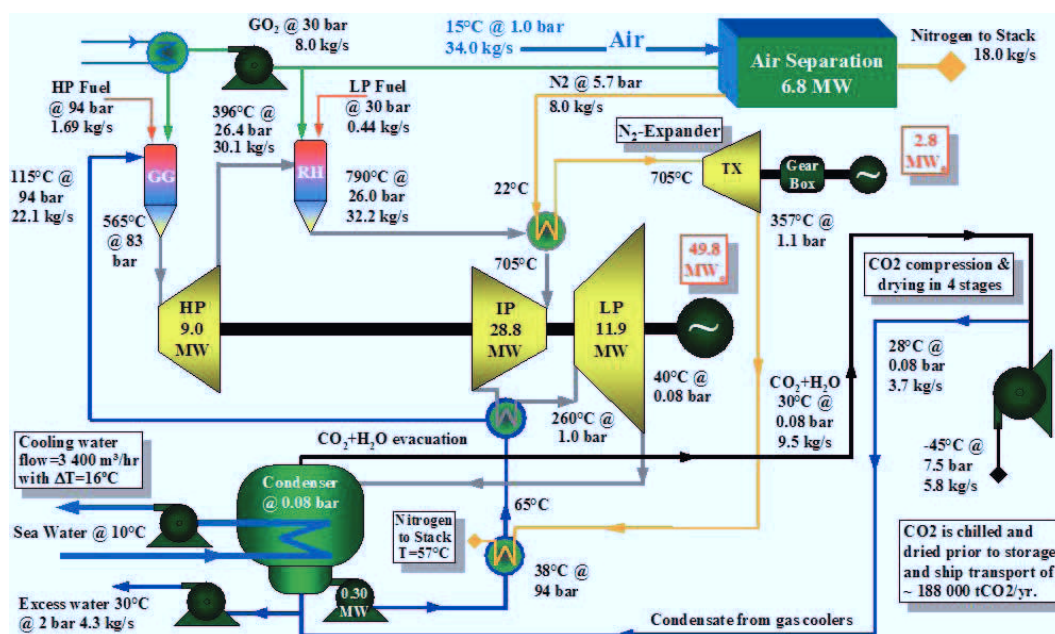
Obr. 6 Schéma RC oběhu děleného separačním parogenerátorem

Primární (vysokotlaký) okruh pracuje s PPS, obdobně jako je tomu u klasického CES cyklu. V tomto případě však k separaci složek PPS dochází v jiném zařízení a za zvýšeného tlaku, takže je možné plyn odvádět přímo z výstupu separátoru k technologickému zpracování. Teplo uvolněné kondenzací páry je převedeno do sekundárního (nízkotlakého) okruhu, kde slouží jako teplo výparné pro odpaření vody na mezi sytosti a produkci čisté páry. Uvedené uspořádání, kromě snížení vlastní spotřeby energetického zdroje, nabízí další výhodu v podobě odstranění rizika koroze lopatek koncových stupňů nízkotlaké turbíny. Při expanzi PPS do oblasti mokré páry totiž dochází k tvorbě kyseliny uhličitě, která je degradačním činitelem.

V další fázi projektu se pozornost věnuje přechodu od vývoje k výstavbě demonstrační jednotky, na které se ověří provozní vlastnosti při vyšších výkonových parametrech a umožní komerční nasazení technologie. Za tímto účelem byl v elektrárně instalován výkonnější 170MW generátor, jehož vnitřní průměr činí pouhých 305 mm [15]. S nasazením tohoto typu generátoru se počítá v rafinerii v Novém Mexiku ve Spojených státech [16], kde jako palivo poslouží odpad zpracovaný na syntetický olej. Elektrický výkon systému se předpokládá 150

MW, přičemž 1,2 milionu tun CO_2 bude využito pro zvýšení výtěžnosti 45 km vzdálených ropných polí.

V současnosti nejvíce rozpracovaná koncepce bezemisního parního cyklu založená na oxy-fuel spalovacím zařízení CES je projekt ZENG [17][18]. Účinnost cyklu v základní variantě je 38 %, přičemž integrací separačního parogenerátoru by se měla zvýšit na 45 % [19]. Další zvýšení účinnosti je možné nahrazením energeticky náročné přípravy kyslíku v konvenční kryogenní jednotce (15 % elektrického výkonu, 8-10% srážka účinnosti [20]) membránovou separací. Technologie membránové separace vzduchu, stejně jako separace PPS v parogenerátoru nejsou v komerčním měřítku zatím k dispozici.



Obr. 7 Základní varianta CES oběhu v projektu ZENG

Značné úsilí ve vývoji vlastní koncepce bezemisního cyklu bylo vynaloženo i v České republice, kde sdružení průmyslových subjektů a akademických institucí spolupracovalo na studii proveditelnosti a získání finanční podpory pro výstavbu demonstrační jednotky o výkonu 50 MW. Projekt zahrnoval vývoj všech základních technologií oběhu, přičemž výroba generátoru páry byla v kompetenci Univerzity obrany v Brně, vývojem turbosoustrojí pro teploty pracovního média 650 a 700°C se měl zabývat SIEMENS Industrial Turbines s.r.o., výzkum termodynamických vlastností paroplynové směsi připadl ČVUT, návrhem separační jednotky byla pověřena VŠB – TU Ostrava a dodání dělicí jednotky pro přípravu kyslíku měla zajistit společnost Air Products s.r.o. Zpracovaná projektová žádost byla předložena do veřejné soutěže vyhlášené MPO. Pro výši požadovaných prostředků však byla zamítnuta. Projekt v současnosti pokračuje ve formě dílčích výzkumů na různých pracovištích.

2. CÍLE PRÁCE

Vývoj transformátoru tepla, který bude schopen efektivně a s ekonomicky přijatelnými jak investičními, tak provozními náklady zajistit separaci CO_2 z pracovní látky, je v současnosti jedním z hlavních směrů výzkumu v oblasti sekvestračních technologií.

Řešitelský tým VEC ve spolupráci s VÍTKOVICE POWER ENGINEERING a.s. a Ústavem procesního a ekologického inženýrství FSI VUT v Brně se v rámci projektu „*FI-IM4/188 - Výzkum a vývoj separačního parogenerátoru*“ vydal cestou vývoje zařízení, které realizuje separaci CO_2 prostřednictvím kondenzace parní fáze PPS, přičemž teplo uvolněné během tohoto procesu je využito k produkci čisté nízkotlaké páry.

K optimálnímu návrhu separačního parogenerátoru je zapotřebí důkladná znalost termodynamických vlastností PPS a tepelných a hmotových přenosových jevů panujících v primárním okruhu SPG.

Cílem disertační práce proto bylo studium kondenzace páry v přítomnosti inertního plynu CO_2 a určení vlivu složení a fyzikálních parametrů směsi na velikost součinitele přestupu tepla. K dosažení stanoveného cíle byl zvolen následující postup:

1. Teoretické studium vlastností paroplynové směsi v oblasti předpokládaných provozních parametrů (počáteční hmotnostní podíl CO_2 v PPS do 15 %, tlak 0,4 až 0,6 MPa).
2. Vypracování návrhu zkušební měřicí tratě s testovacím segmentem SPG.
3. Vytvoření metodických postupů pro měření veličin nezbytných pro určení součinitele přestupu tepla.
4. Provedení experimentálních zkoušek v mezích parametrů definovaných projektem ZENG.
5. Vyhodnocení naměřených dat, srovnání s očekávanými výsledky plynoucími z matematického modelu blánové kondenzace.

3. TEORETICKÉ STUDIUM VLASTNOSTÍ PPS

Návrh konstrukční řešení separačního parogenerátoru (SPG) je podmíněn dostatečným množstvím kvalifikovaných podkladů, mezi které v první řadě patří fyzikální vlastnosti pracovního média ovlivňující termodynamiku, kinetiku a difúzi separačního procesu.

V souladu se záměrem použití SPG pro separaci složek PPS tvořené CO_2 a vodní párou, je v následujícím textu věnována pozornost výhradně těmto dvěma plynům, přičemž jejich stavové veličiny jsou definovány místem zařazení v technologickém schématu bezemisního parního cyklu. Jako optimální se jeví koncepce zvolená v projektu ZENG, tedy zařazení SPG za středotlaký stupeň parní turbíny, čemuž v primárním okruhu odpovídá absolutní tlak PPS do 1 MPa při mezi sytosti cca 180°C. Teplota směsi závisí na parciálním tlaku vodní páry, který je určen složením PPS. Průchodem SPG se v důsledku rozvíjející se kondenzace složení PPS mění ve prospěch CO_2 , čímž dochází k výraznému poklesu teploty směsi, a tím i teplotního spádu v SPG.

Obsah CO_2 v PPS na vstupu do SPG vychází z požadavku maximální přípustné teploty ve vysokotlaké části turbíny a tomu odpovídajícímu množství vstříkované vody do spalovací komory CES generátoru. Předpokládá se, že v současnosti nebude hmotnostní podíl CO_2 překračovat 15 %, přičemž lze očekávat, že s vývojem nových materiálů pro silně exponované části turbíny (lopatky) bude možné využívat PPS s vyšším zastoupením CO_2 . S ohledem na tyto parametry bylo přistupováno k problematice stanovení potřebných fyzikálních veličin obou složek.

3.1. Fyzikální parametry

Podle Daltonova zákona je celkový tlak směsi navzájem chemicky netečných plynů definován součtem parciálních tlaků jednotlivých složek, jež se ve směsi chovají tak, jako kdyby byly v celém prostoru samy, a řídí se svou vlastní stavovou rovnicí. Pro případ binární soustavy tvořené CO_2 a vodní párou tedy platí rovnice

$$p = p_{\text{CO}_2} + p_v \quad [\text{Pa}] \quad (3.1)$$

S pomocí Daltonova zákona může být stanoveno i složení směsi v podobě množství jednotlivých složek nebo jejich poměrným zastoupením. Poměrný obsah složky je možné vyjádřit objemově, molárně nebo hmotnostně. Poměr parciálního tlaku složky a celkového

tlaku směsi je roven objemovému zlomku φ , který je s dostatečnou přesností i pro reálné plyny roven molárnímu zlomku x jak uvádí vztah:

$$\varphi_i = \frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V} = \frac{n_i}{n} = x_i \quad [-] \quad (3.2)$$

Vyjádří-li se v tomto vztahu látkové množství n pomocí hmotnosti m a molární hmotnosti M , obdržíme přepočet na hmotnostní zlomek ω .

$$\omega_i = \varphi_i \cdot \frac{M_i}{M} \quad [-] \quad (3.3)$$

Střední (zdánlivá) molární hmotnost M se určí jako vážený průměr molárních hmotností složek, pro který platí následující rovnice.

$$M = \sum_{i=1}^n \varphi_i \cdot M_i = \left(\sum_{i=1}^n \frac{\omega_i}{M_i} \right)^{-1} \quad [\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}] \quad (3.4)$$

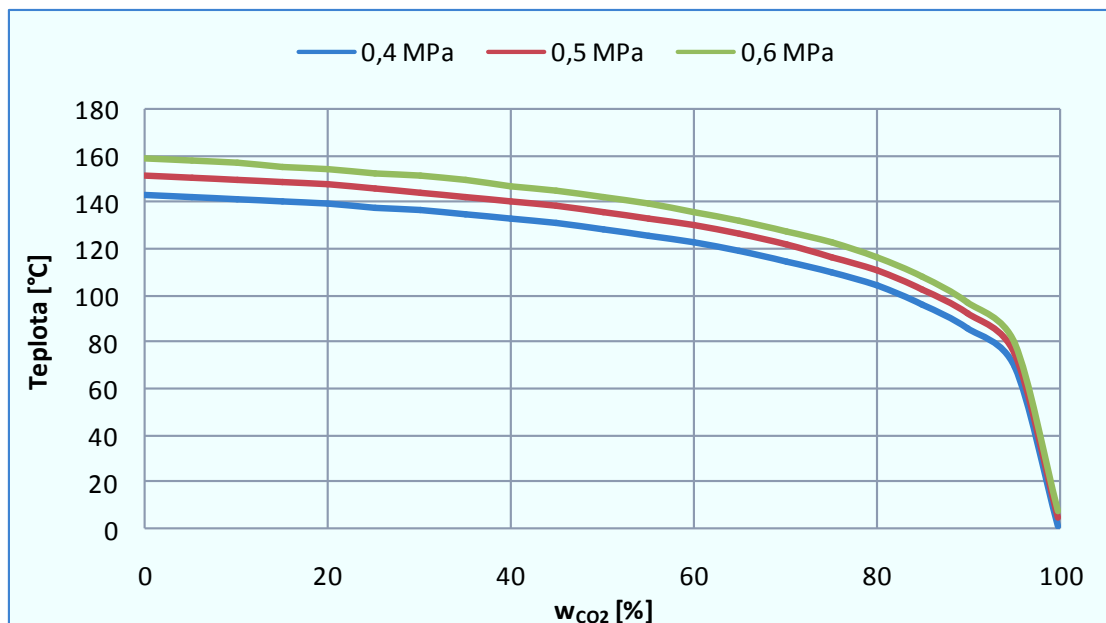
Spolehlivé určení složení směsi a příslušných parciálních tlaků ovlivňuje přesnost výpočtu hlavních termodynamických parametrů, jakými jsou hustota, dynamická viskozita, tepelná vodivost, měrná tepelná kapacita a další. Tyto parametry se dají vyjádřit na základě tzv. homogenního modelu dvoufázového toku. Pro výpočet například hustoty PPS pak platí:

$$\rho = \frac{1}{\frac{\omega_{CO_2}}{\rho_{CO_2}} + \frac{\omega_P}{\rho_P}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (3.5)$$

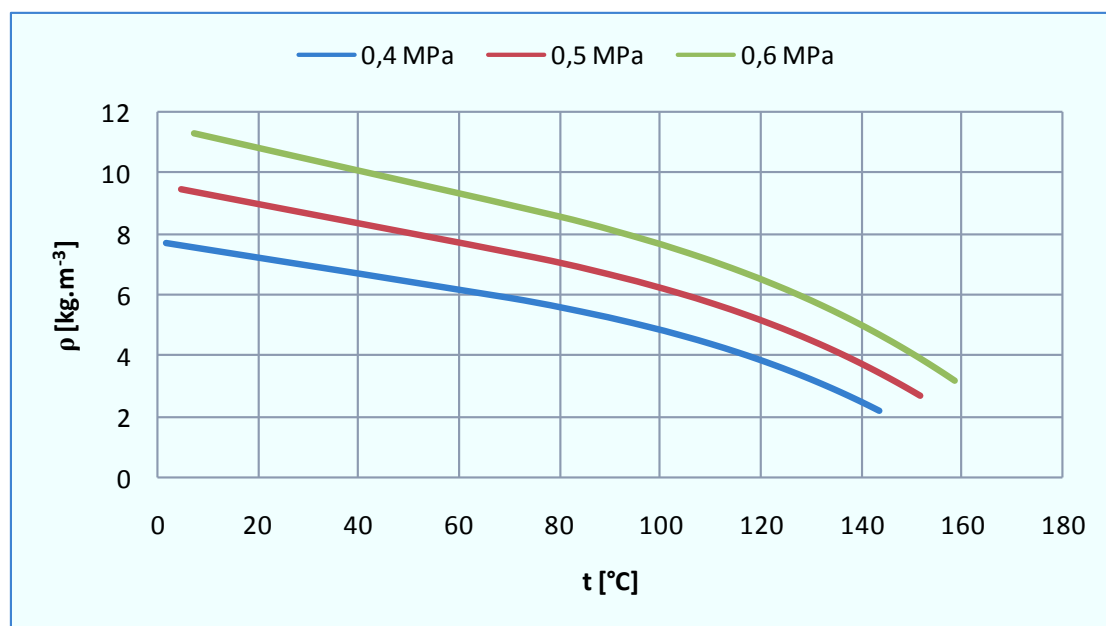
Podobně se stanovují i ostatní termofyzikální parametry PPS s tím rozdílem, že místo hmotnostního zlomku se dosazuje molární. Dílčí vlastnosti jednotlivých složek se čerpají z prověřených vztahů a dostupných zdrojů. Vlastnosti vodní páry jsou standardizované a dostupné z parních tabulek nebo výpočtových funkcí definovaných v mezinárodně přijaté průmyslové formulaci IAPWS-IF97 [21]. Vlastnosti oxidu uhličitého vyplývají z dlouhodobých experimentálních měření, jejichž závěry jsou k dispozici v řadě odborných publikací. Za vysoce věrohodný a celosvětově uznávaný zdroj je považována monografie [22] s rozsáhlou databází a moderními výpočtovými metodami.

Uvedené databáze byly také implementovány v mnoha profesionálních programech používaných pro energetické výpočty a simulaci výrobních procesů, což díky možnostem výpočetní techniky urychlilo, ale zejména zvýšilo přesnost řešení komplexních výpočtových postupů, ve kterých již není třeba uvažovat s odhadnutými nebo konstantními parametry, ale je možné okamžitě reagovat na změnu okrajových podmínek. Mezi zástupce takových programů patří například CHEMCAD, PRO/II, HYSYS nebo ASPEN PLUS. Při řešení

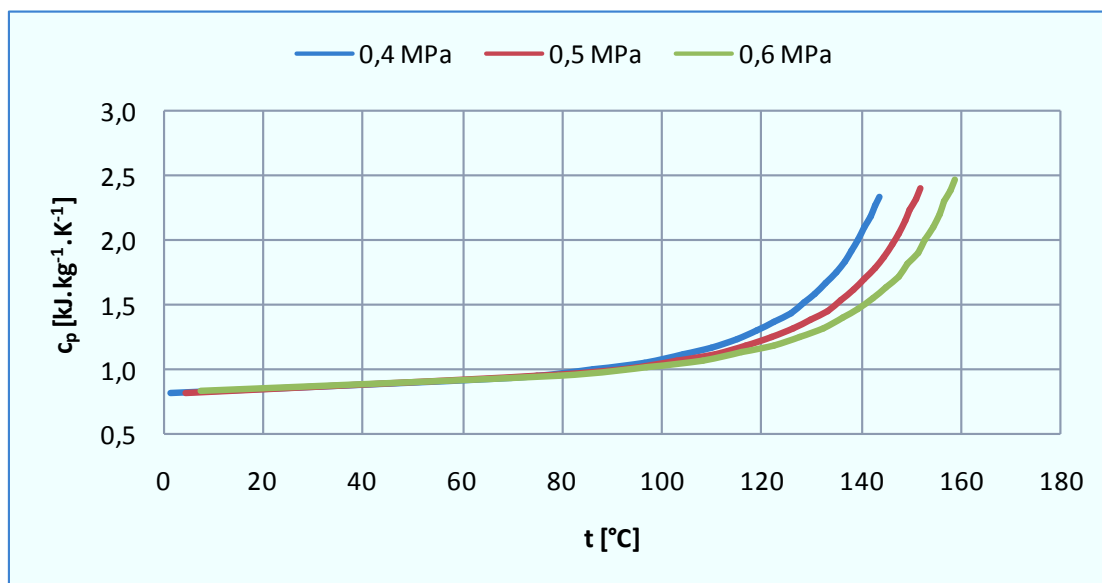
problematiky blánové kondenzace PPS bylo využito databází programů CHEMACAD a EES. Na základě těchto podkladů byly sestaveny následující charakteristiky PPS.



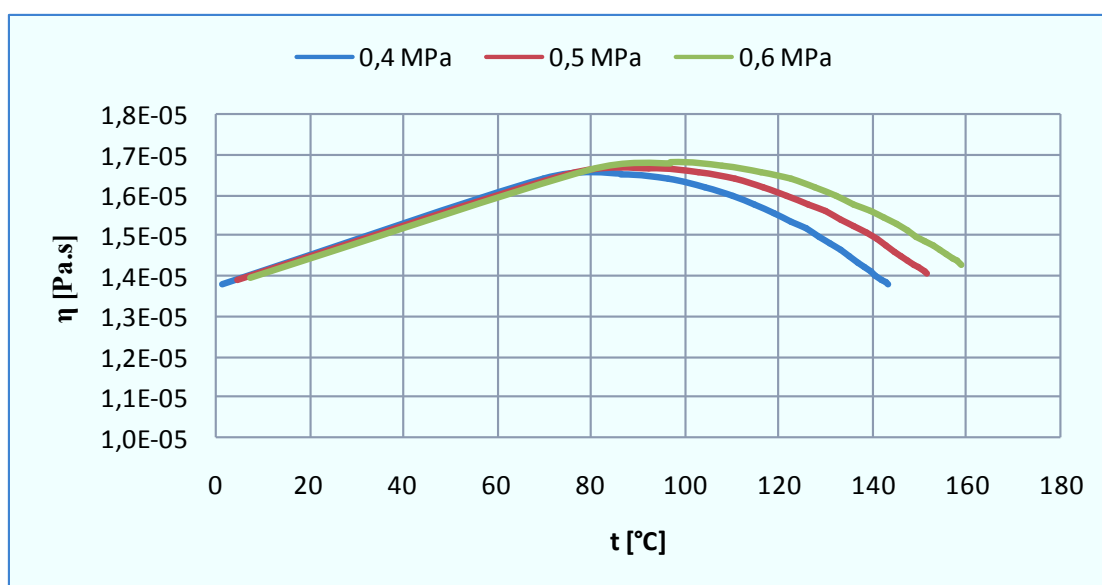
Obr. 8 Závislost rosného bodu na tlaku a složení směsi



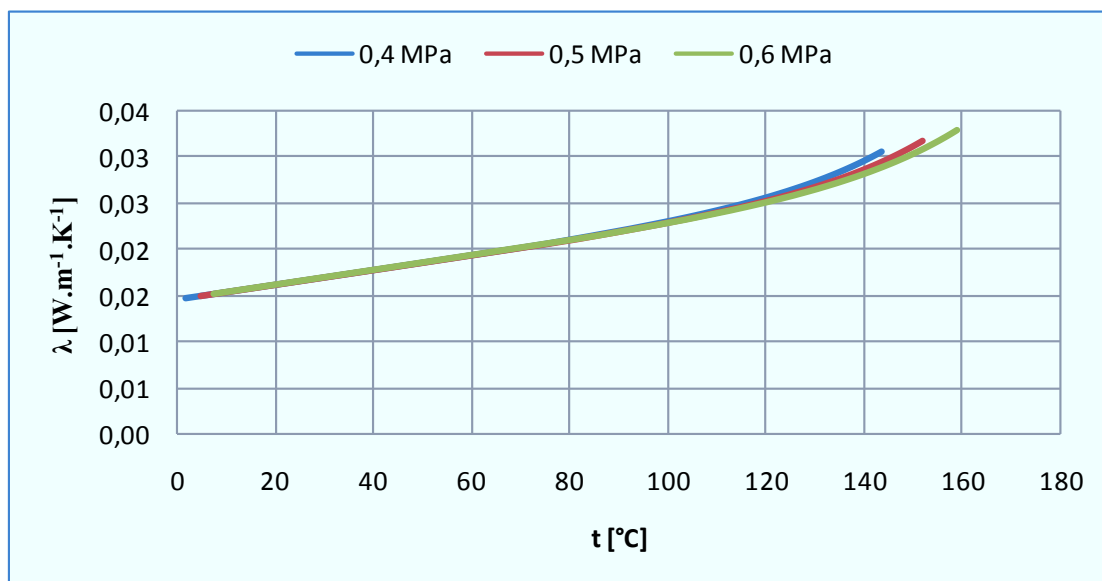
Obr. 9 Závislost hustoty směsi na tlaku a teplotě



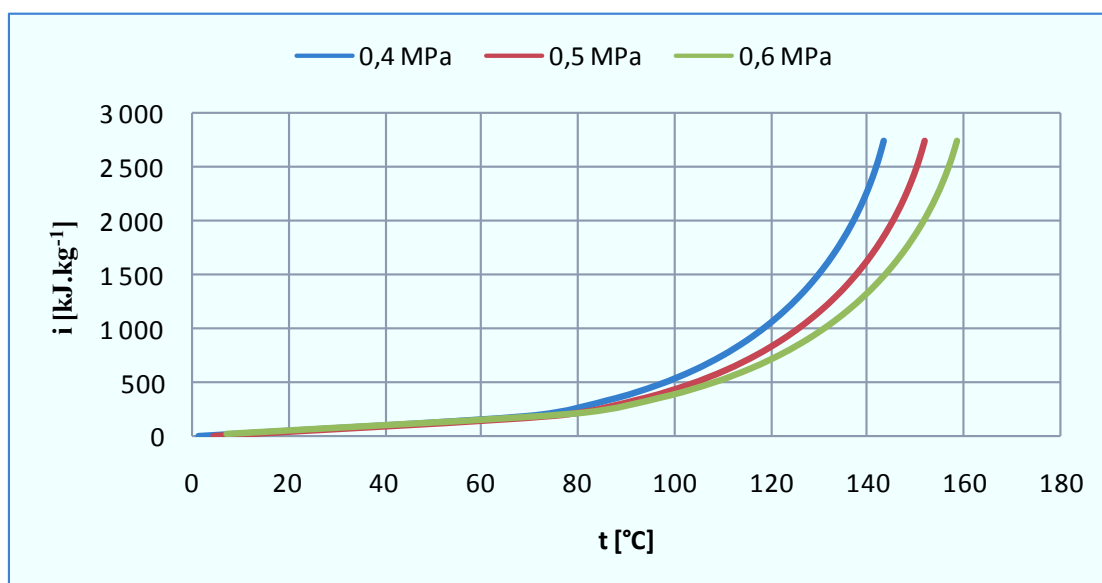
Obr. 10 Závislost měrné tepelné kapacity směsi na tlaku a teplotě



Obr. 11 Závislost dynamické viskozity směsi na tlaku a teplotě



Obr. 12 Závislost tepelné vodivosti směsi na tlaku a teplotě



Obr. 13 Závislost entalpie směsi na tlaku a teplotě

V oblasti přenosu tepla a hmoty bezpodmínečně spojené s procesem kondenzace binární směsi se zcela běžně využívají bezrozměrná kritéria pro vyjádření podobnosti mezi jednotlivými přenosovými jevy. Tyto veličiny, v literatuře často označované jako podobnostní čísla, vnášejí do problematiky sdílení tepla nadhled, protože umožňují redukovat počet nezávisle proměnných. V mnoha případech je dokonce nemožné složité děje matematicky popsat a v takovém případě nezbyvá než provést experimentální výzkum a s využitím teorie podobnosti poznatky získané zkoumáním modelu uplatnit na díle. Teorie podobnosti má proto nezastupitelný význam pro analýzu, modelování a simulaci komplexního reálného systému.

Pokusné výsledky jsou obvykle vyjadřovaný formou závislosti mezi podobnostními čísly, jež jsou dále závislé na látkových vlastnostech. Typickým příkladem je Prandtlovo číslo dávající do souvislosti moment hybnosti a sdílení tepla podle vztahu:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad [-] \quad (3.6)$$

Pro kinematickou viskozitu ν a pro teplotní vodivost a platí vztahy:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.7)$$

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.8)$$

Úpravou (3.6) obdržíme další způsob zápisu, ze kterého je patrné, že Prandtlovo číslo je podíl pouze látkových vlastností a tedy samotné číslo můžeme považovat za látkovou vlastnost. Jako takové bývá pro vybrané tekutiny tabelováno.

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad [-] \quad (3.9)$$

Prandtlovo číslo pro oxid uhličitý v celém rozsahu podmínek panujících v SPG je přibližně konstantní a dosahuje hodnoty 0,75, což svědčí o větší efektivitě výměny tepla kondukcí než konvekcí. V případě vodní páry se Prandtlovo číslo za shodných podmínek pohybuje v rozmezí 1,05 až 1,1.

Základním předpokladem pro separaci PPS prostřednictvím kondenzace vodní páry je molekulární transport páry k fázovému rozhraní. Tento mechanismus se označuje jako přenos hmoty a spojuje konvekci s difúzí. Jelikož difúzní tok hmoty je určen koncentračním gradientem mezi objemem tekutiny a fázovým rozhraním, je třeba pro stanovení koncentračního profilu řešit parciální diferenciální rovnice Navier-Stokesovy, Fourier-Kirchhoffovi a rovnice kontinuity složky směsi, které představují náročný úkol, jež je výhodné obejít uplatněním semiempirického přístupu založeného na teorii analogie.

Teorie analogie vychází ze stejných principů jako teorie podobnosti s tím rozdílem, že porovnává děje různé fyzikální povahy. Tento nástroj se s výhodou využívá pro popisování dějů přenosu hmoty analogickými matematickými funkcemi platnými pro přenos tepla, jelikož pokusné zvládnutí je v tomto případě jednodušší (snáze se měří rozdělení místních teplot než koncentrací).

Parametr analogický k Prandtlovu číslu je Schmidtovo číslo udávající poměr mezi momentem hybnosti a přenosem hmoty.

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} = \frac{\eta}{D_{AB} \cdot \rho} \quad [-] \quad (3.10)$$

Koeficient difúze $D[m^2.s^{-1}]$ je proporcionální konstanta molárního toku plynoucí z Fickova zákona a představuje rychlost pohybu plynů důsledkem koncentračního gradientu v prostředí. Hodnoty koeficientu difúze se nejčastěji určují pokusně, a z tohoto důvodu jsou pro různé páry látek tabelovány. Všeobecný teoretický vztah pro výpočet koeficientu difúze není znám, přesto je k dispozici mnoho empirických vztahů založených na experimentálních výsledcích.

Jedním z nejspolehlivějších a často užívaným výpočtem koeficientu difúze binární směsi je postup založený na aplikaci Fullerova vztahu [23].

$$D_{AB} = \frac{10^{-3} \cdot T^{1,75} \cdot \left(\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}\right)^{\frac{1}{2}}}{p \cdot \left[\left(\sum V_A^{\frac{1}{3}}\right) + \left(\sum V_B^{\frac{1}{3}}\right)\right]^2} \quad [cm^2.s^{-1}] \quad (3.11)$$

Teplota směsi T je dosazována v K a tlak p v jednotkách bar . Molární hmotnost M_i a difúzní objem molekul jednotlivých složek V_i je uveden v tab. 2.

Tab. 2 Vlastnosti plynných složek PPS

Složka	Vodní pára	Oxid uhličitý
Molární hmotnost $[kg.kmol^{-1}]$	18,02	44,01
Difúzní objem	12,7	26,9
Měrná plynová konstanta $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	461,53	188,95

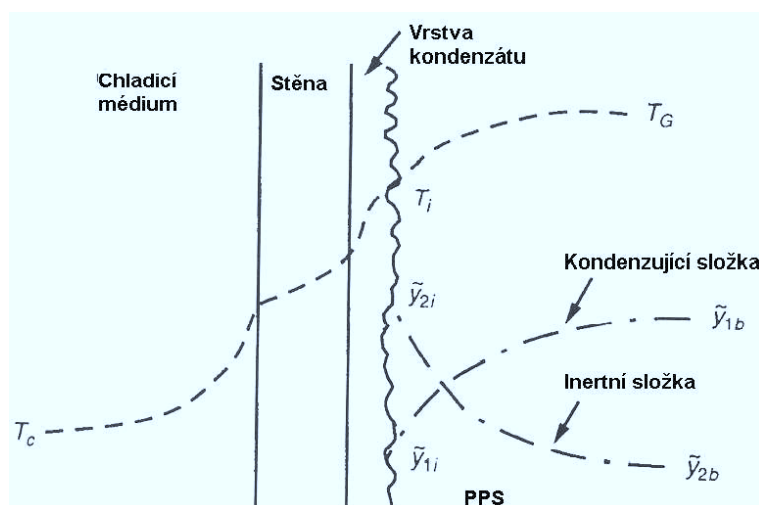
3.2. Mechanismus kondenzace

Jelikož paroplynová směs obsahuje nezanedbatelné množství oxidu uhličitého, který za podmínek vyskytujících se v separačním parogenerátoru nemění skupenství, je třeba při návrhu tohoto zařízení vycházet z teoretického rozboru a specifických vlastností procesu blánové kondenzace binární soustavy tvořené kondenzující a inertní složkou.

Je-li podíl inertní složky vysoký, je difúze dominantním řídicím mechanismem přenosu tepla, který má výrazný vliv na celkový součinitel přestupu tepla z PPS do teplosměnné plochy. Zkušenosti z provozu klasických elektrárenských kondenzátorů dokazují skutečnost, že 8% obsah vzduchu v kondenzující páře může znamenat poměrný pokles součinitele přestupu tepla až o 20 % [24].

Nezbytným předpokladem pro zahájení procesu kondenzace je ochlazení teplosměnné plochy pod saturační teplotu páry při jejím parciálním tlaku v blízkosti ochlazovaného povrchu. Ke splnění tohoto požadavku je třeba zajistit dostatečný odvod kondenzačního tepla

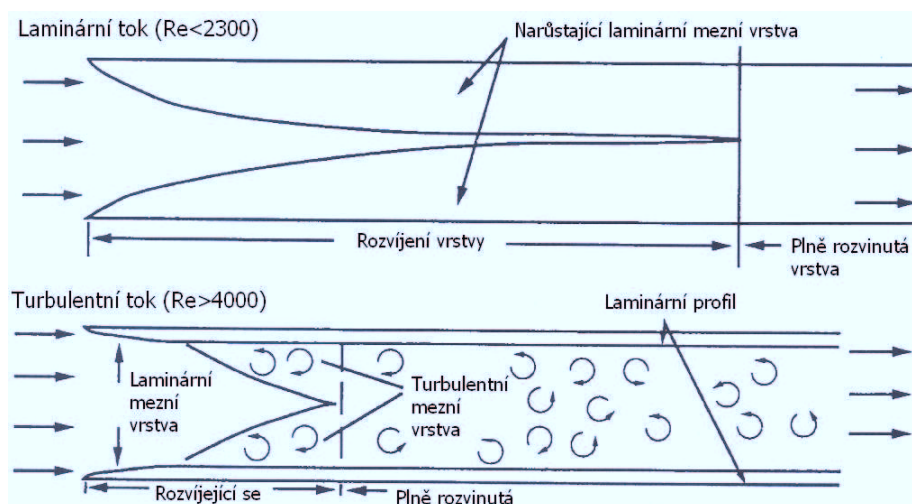
z teplosměnné plochy. Tuto situaci znázorňuje obr. 14, kde pevná stěna odděluje binární směs o teplotě T_g od chladicího média o teplotě T_c . Molární zlomek složky 1 (kondenzující složka) a složky 2 (inertní složka) v objemu směsi je x_{1b} , resp. x_{2b} . V důsledku přenosu hmoty mezi oběma složkami dochází ve směru k povrchu stěny k poklesu molárního zlomku kondenzující složky na úkor růstu molárního zlomku inertní složky. Výsledkem tohoto jevu je stav, kdy teplota směsi na rozhraní kapalně a plynné fáze je nižší než teplota T_g , čímž je redukována řídící veličina přenosu tepla. S ohledem na skutečnost, že přítomnost nekondenzující složky má podstatný vliv na průběh kondenzace je pak třeba přistupovat při dimenzování a volbě vnitřního uspořádání kondenzátorů.



Obr. 14 Blánová kondenzace páry ve směsi s inertním plynem

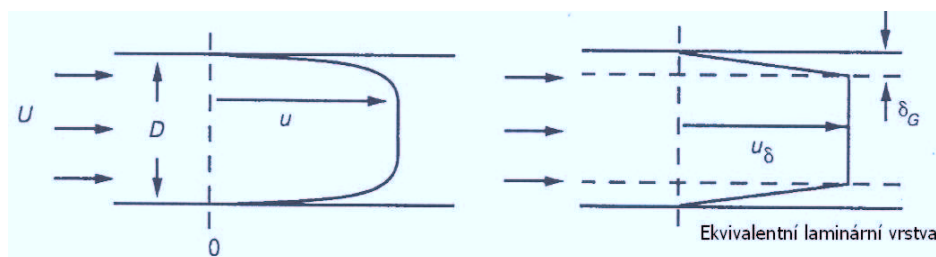
Vliv hybnosti

Protože míra kondenzace je dána přenosovými jevy, jejichž intenzita mimo jiné závisí i na charakteru proudění, je účelné v souvislosti s teorií přenosu hmoty pro případ turbulentního proudění zavést model laminární mezní vrstvy, který pro většinu praktických aplikací poskytuje údaje s dostatečnou přesností.



Obr. 15 Laminární a turbulentní režim proudění v trubce

Obr. 15 znázorňuje laminární proudění, kde laminární mezní vrstva zvětšuje svoji tloušťku se vzrůstající vzdáleností od vstupního průřezu trubky až do okamžiku, kdy je plně rozvinutá a vyplňuje celý vnitřní prostor. V případě turbulentního proudění také vzniká laminární mezní vrstva. Velmi rychle však dosahuje své konečné tloušťky a nachází se pouze v těsné blízkosti povrchu trubky, zbytek prostoru vyplňuje proudění turbulentního charakteru.



Obr. 16 Rychlostní profil turbulentního proudění

Typický rychlostní profil takového proudění je na obr. 16. Z něj je patrné, že zatímco v blízkosti stěny dochází ke strmému nárůstu rychlosti tekutiny, ve středu toku je naopak průběh výrazně plošší a lze jej považovat za konstantní. Jelikož je oblast růstu rychlosti, která současně vymezuje oblast laminární mezní vrstvy, velice tenká ve srovnání s průměrem trubky, má tato skutečnost dva následky:

1. Třecí napětí ve vrstvě se ze své počáteční hodnoty na povrchu stěny mění pozvolna.
2. Objemový tok vrstvou je zanedbatelný, rychlost proudu mimo oblast je tedy rovna střední rychlosti.

Třecí napětí na povrchu stěny je dáno rovnicí:

$$\tau_0 = \eta \cdot \left. \frac{dw}{dy} \right|_{y=0} = \eta \cdot \frac{w_\delta}{\delta_G} \quad [\text{Pa}] \quad (3.12)$$

a lze jej také obdržet ze vztahu pro součinitel tření.

$$f_0 = \frac{2\tau_0}{\rho \cdot w_\delta^2} \quad [-] \quad (3.13)$$

Sloučením obou výše uvedených rovnic obdržíme poměr tloušťky vrstvy k průměru trubky.

$$\frac{\delta_G}{d} = \frac{\eta}{d \cdot \rho \cdot w_\delta} \cdot \frac{2}{f_0} = \frac{2}{Re \cdot f_0} \quad [-] \quad (3.14)$$

Součinitel tření v hladkých trubkách se běžně udává jako funkce Reynoldsova čísla. Nejlépe vyhovující výsledkům experimentálního zkoumání turbulentního proudění tekutin do $Re=10^5$ je Blasiova formulace [25].

$$f_0 = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad [-] \quad (3.15)$$

Prodělává-li proudící tekutina změnu fáze (např. kondenzaci), dochází k hmotovému toku páry směrem k povrchu trubky. Takový pohyb vyvolává dodatečné tření, které se projeví deformací lineárního průběhu rychlosti v mezní vrstvě. Tento efekt může v některých aplikacích sehrát svou roli, v případě řešení separačního generátoru však znamená zanedbatelný dopad.

Vliv přenosu hmoty na přenos tepla na rozhraní plynná fáze-kondenzát

V tomto případě, stejně jako u přenosu hybnosti, je vhodné využít modelu laminární mezní vrstvy o tloušťce δ_{GT} , přes kterou je teplo přenášeno prostým vedením a ve které je průběh teploty mezi stěnou a objemem tekutiny lineární. Tloušťka vrstvy δ_{GT} se nemusí nutně shodovat s tloušťkou δ_G definovanou při řešení přenosu hybnosti. Pro lineární teplotní profil můžeme použít Fourierův zákon v následující podobě:

$$\dot{q} = \frac{\lambda \cdot (T_0 - T_\delta)}{\delta_{GT}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.16)$$

S pomocí Newtonova ochlazovacího zákona je možné definovat velmi praktickou veličinu – součinitel přestupu tepla představující kvalitativní parametr přenosu tepla.

$$\dot{q} = \alpha_0 \cdot (T_0 - T_\delta) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.17)$$

Porovnáním obou rovnic zjistíme, že platí:

$$\alpha_0 = \frac{\lambda}{\delta_{GT}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (3.18)$$

Tomu odpovídá Nusseltovo kritérium, které vyjadřuje intenzitu přestupu tepla prouděním ve srovnání s vedením tepla v hypotetickém nehybném prostředí.

$$Nu = \frac{\alpha_0 \cdot D}{\lambda} = \frac{D}{\delta_{GT}} \quad [-] \quad (3.19)$$

Přítomnost hmotového toku ovlivňuje teplotní profil analogicky k rychlostnímu profilu. Ve vzdálenosti y od rozhraní fází, bude měrný tepelný tok definován vztahem

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dy} + \dot{m} \cdot i_{yo} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.20)$$

kde i_{yo} je entalpie tekutiny při teplotě na rozhraní fází.

$$i_{yo} = c_p \cdot (T - T_\delta) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (3.21)$$

Integrací rovnice 3.20 napříč mezní vrstvou získáme měrný tepelný tok:

$$\dot{q} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T - T_0)}{e^{\dot{m} \cdot c_p \cdot \delta_{GT} / \lambda} - 1} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (3.22)$$

Poměr mezi tepelným tokem s a bez vlivu hmotového toku tedy vychází:

$$\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0} = \frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{\dot{m} \cdot c_p / \alpha_0}{e^{\dot{m} \cdot c_p / \alpha_0} - 1} \quad [-] \quad (3.23)$$

Toto vyjádření bylo poprvé odvozeno v roce 1937 Gustavem Ackermannem, a protože zohledňuje vliv přenosu hmoty na přenos tepla, je často označováno jako Ackermannova korekce. Její nezahrnutí do výpočtového modelu kondenzace by v případě separačního parogenerátoru znamenalo mírné podhodnocení intenzity sdílení tepla, a to jen v koncových partiích, kde konvekce hraje významnější roli než difúze.

Přenos hmoty v binárních směsích

Složení směsi bývá definováno zlomky, které v závislosti na zvolené jednotce vyjadřují hmotnostní, objemový nebo molární poměr mezi sledovanou složkou a směsí. Při řešení problematiky přenosu hmoty je vhodné pracovat se zlomky molárními, jelikož molární koncentrace směsi $c_T [\text{kmol} \cdot \text{m}^{-3}]$ je po celé šířce mezní vrstvy konstantní, zatímco hmotnostní

koncentrace může kolísat kvůli závislosti hustoty směsi na lokálních podmínkách. Molární koncentrace směsi je dána tlakem a teplotou směsi podle zákona ideálního plynu.

$$c_T = \frac{p}{R \cdot T} \quad [\text{mol} \cdot \text{dm}^{-3}] \quad (3.24)$$

Molární toky jednotlivých složek rovinou paralelní k stěně trubky jsou vyvolány kombinací difúzního a konvekčního přenosu hmoty.

$$\dot{n}_i = -D_{AB} \frac{dc_i}{dy} + \frac{\dot{n}_T \cdot c_i}{c_T} \quad [\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.25)$$

Zabýváme-li se případem, kdy kondenzace probíhá za přítomnosti inertního plynu, pak navzdory nárůstu koncentrace inertu u povrchu ochlazované plochy, nedochází k pohybu plynu směrem k ploše ($\dot{n}_2 = 0$) a výsledný molární tok je dán jen pohybem páry ($\dot{n}_1 = \dot{n}_T$) a rovnice (3.25) bude nabývat tvar:

$$\dot{n}_1 = -D_{AB} \frac{dc_1}{dy} + \frac{\dot{n}_1 \cdot c_1}{c_T} \quad [\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.26)$$

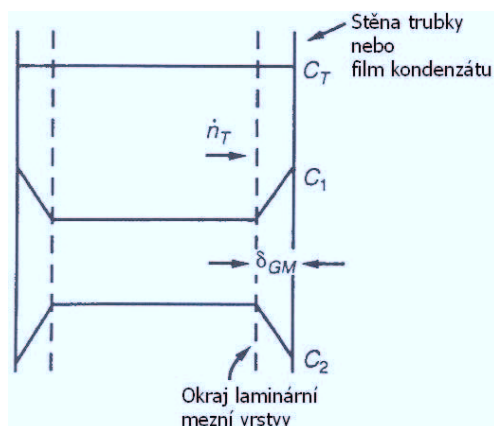
který může být upraven do podoby:

$$\dot{n}_1 = \frac{-D_{AB}}{1 - \frac{c_1}{c_T}} \cdot \frac{dc_1}{dy} \quad [\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.27)$$

Poměr molárních koncentrací složky a směsi udává molární zlomek x a rovnici (3.27) lze tedy přepsat na tvar

$$\dot{n}_1 = \frac{-D_{AB} \cdot c_T}{1 - x_1} \cdot \frac{dx_1}{dy} \quad [\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.28)$$

Pro vyhodnocení přenosu hmoty během kondenzačního procesu se opět využije model laminární mezní vrstvy (obr. 17) tloušťky δ_{GM} , jež se může lišit od dříve zavedených δ_G a δ_{GT} v závislosti na velikosti Prandtlova a Schmidtova kritéria. Molární koncentrace páry na rozhraní fází a okraji vrstvy je x_{Ii} , respektive $x_{I\delta}$.



Obr. 17 Koncentrační profil plynoucí z filmové teorie

Integrací rovnice (3.28) napříč laminární mezní vrstvou obdržíme vztah:

$$\dot{n}_1 = \frac{D_{AB} \cdot c_T}{\delta_{GM}} \ln \left[\frac{1 - x_{1\delta}}{1 - x_{1i}} \right] = \beta \cdot c_T \ln \left[\frac{1 - x_{1\delta}}{1 - x_{1i}} \right] \quad [\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.29)$$

Konstantou úměrnosti toku složky je součinitel přenosu hmoty β [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$], který představuje empirickou veličinu, jejíž hodnota je dána materiálovými, transportními a hydrodynamickými vlastnostmi tekutiny.

Protože molární zlomek odpovídá poměru parciálního tlaku složky k celkovému tlaku směsi, který bývá výchozí veličinou při výpočtu technických aplikací, je dobré rovnici (3.29) upravit na tvar:

$$\dot{n}_1 = \frac{-D_{AB} \cdot p}{R \cdot T} \cdot \frac{1}{p - p_1} \cdot \frac{dp_1}{dy} \quad [\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.30)$$

Integrací získáme další variaci vztahu (3.29):

$$\dot{n}_1 = \frac{D_{AB} \cdot p}{\delta_{GM} \cdot R \cdot T} \ln \left[\frac{p - p_{1\delta}}{p - p_{1i}} \right] = \frac{\beta \cdot p}{R \cdot T} \ln \left[\frac{1 - p_{1\delta}}{1 - p_{1i}} \right] \quad [\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.31)$$

Podstatně častěji je tato rovnice uváděna ve tvaru:

$$\dot{n}_1 = \frac{\beta \cdot p}{R \cdot T \cdot p_{2m}} \ln(p_{10} - p_{1\delta}) \quad [\text{mol} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.32)$$

kde p_{2m} [Pa] je střední logaritmický spád parciálních tlaků

$$p_{2m} = \frac{p_{20} - p_{2\delta}}{\ln(p_{20}/p_{2\delta})} \quad [\text{Pa}] \quad (3.33)$$

Vazby mezi přenosem hybnosti, tepla a hmoty

Jednou z velkých výhod modelu ekvivalentní laminární mezní vrstvy je náhled, který vnáší do problematiky bezrozměrných kritérií, jež se v oblasti přenosu tepla a hmoty zcela běžně využívají k vyjádření podobnosti jednotlivých přenosových jevů.

Stejně jako pro hybnost a přenos tepla, existuje také pro přenos hmoty parametr udávající poměr mezi charakteristickým rozměrem a tloušťkou laminární mezní vrstvy. Je jím Sherwoodovo kritérium definované vztahem:

$$Sh = \frac{D}{\delta_{GM}} = \beta \cdot \frac{D}{D_{AB}} \quad [-] \quad (3.34)$$

Vyjadřuje poměr celkově transportovaného množství složky k množství složky transportované pouze difúzí. Představuje hodnotu ekvivalentní k Nusseltovu kritériu a platí pro něj podobné empirické rovnice popisující určitý režim proudění. Například výpočet Nu u rozvinutého proudění tekutin uvnitř hladkých trubek je možné provést s pomocí Dittus-Boelterova vztahu, jehož analogického vyjádření lze využít i pro stanovení Sherwoodova kritéria.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad [-] \quad (3.35)$$

$$Sh = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{0,3} \quad [-] \quad (3.36)$$

Z výše uvedeného je zřejmé, že v případě rovnosti Pr a Sc , bude platit:

$$\delta = \delta_{GT} = \delta_{GM} \quad [-] \quad (3.37)$$

Tato podmínka je v plynných soustavách splněna téměř vždy.

Kritérium vyjadřující míru analogie mezi přenosem hmoty a tepla se nazývá Lewisovo, které je definováno jako

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{\eta}{\rho \cdot D_{AB}} \cdot \frac{\lambda}{\eta \cdot c_p} = \frac{\alpha}{D_{AB}} \quad [-] \quad (3.38)$$

nebo ve tvaru dávající do souvislosti součinitele přestupu tepla a hmoty

$$Le^n = \frac{Sh}{Nu} = \frac{\beta \cdot D}{D_{AB}} \cdot \frac{\lambda}{\alpha \cdot D} = \frac{\beta}{\alpha \cdot D_{AB}} \quad [-] \quad (3.39)$$

kde n je exponent charakterizující konkrétní režim proudění.

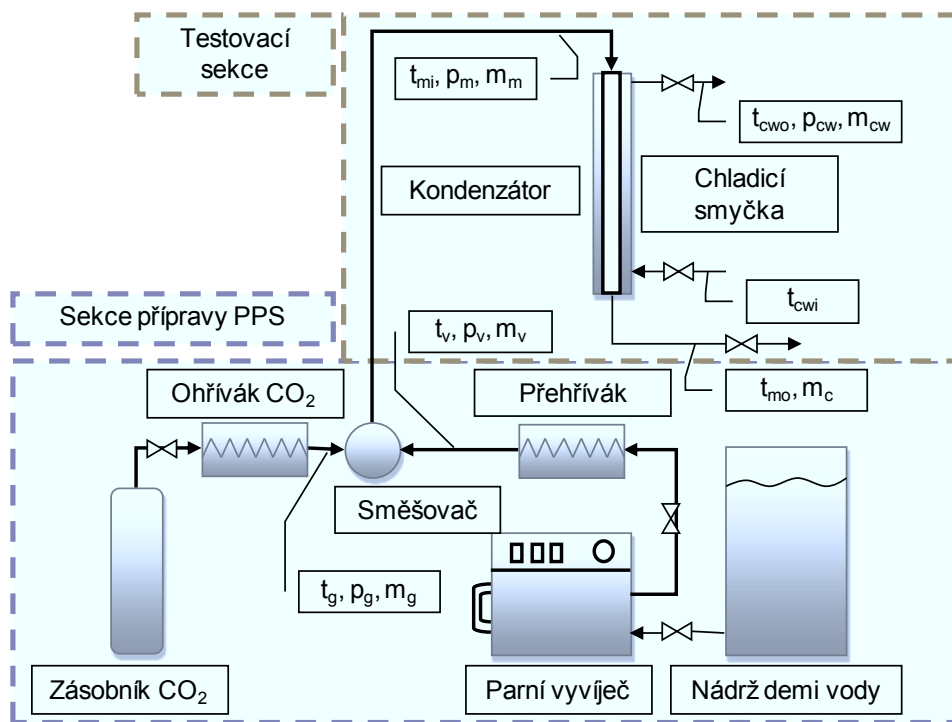
4. NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ

Návrh experimentálního zařízení vychází z potřeby ověřit termodynamické vlastnosti směsi a její chování v reálných podmínkách blížících se parametrům expandované PPS za středotlakým stupněm turbíny zařazené v bezemisním parním cyklu typu CES. S ohledem na tento požadavek byla zvolena koncepce experimentální měřicí tratě (dále jen EMT) umožňující regulaci základních provozních parametrů v rozsahu, který udává tab. 3.

Tab. 3 Základní parametry vyšetřovaného média - paroplynové směsi

Pracovní médium	Vodní pára a CO ₂ s hm koncentrací 5 až 15 %
Absolutní tlak PPS	0,3 až 0,6 MPa
Teplota PPS	140 až 160°C

EMT je koncipována jako otevřená dvouokruhová soustava, přičemž sjednocujícím prvkem je testovací sekce tvořená tepelným výměníkem, v němž bude řízena kondenzace vodní páry z paroplynové směsi za účelem studia vlivu přítomnosti inertního plynu na mechanismus a intenzitu sdílení tepla vyjádřenou prostřednictvím lokálních součinitelů přestupu tepla.



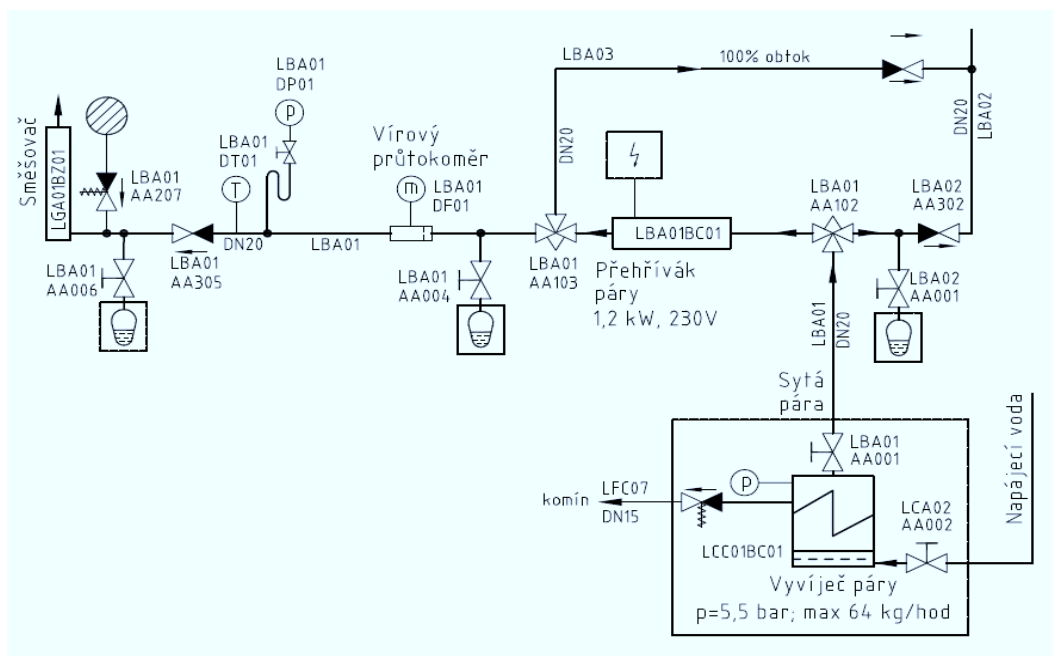
Obr. 18 Základní struktura EMT

PPS jako zkoumané pracovní médium vymezuje primární okruh EMT, který sestává z úseku přípravy PPS a úseku separace PPS.

4.1. Příprava paroplynové směsi

Úsek přípravy PPS představuje jednu ze dvou hlavních částí primárního okruhu EMT a jeho úkolem je zajištění výroby PPS splňující kritéria pro provedení experimentálních zkoušek. Těmi jsou především co nejlepší homogenizace směsi při minimální tlakové ztrátě a dosažení požadovaného složení, tlaku a teploty před vstupem do testovací sekce EMT. PPS je získávána směřováním dílčích složek, z čehož plyne rozdělení úseku na větev parní a větev oxidu uhličitého.

Pro zajištění produkce syté vodní páry byl pro své kompaktní rozměry, nižší pořizovací náklady a pružnější regulační schopnosti zvolen elektrický vyvíječ o výkonu 54 kW, čemuž při pracovním tlaku 0,65 MPa odpovídá produkce přibližně 64 kg syté páry za hodinu. Vyvíječ disponuje dvěma topnými spirálami, kterými je možné volit 50 nebo 100% výkon. K výrobě páry je využívána demineralizovaná, neodplyněná voda z Elektrárny Třebovice uchovávaná v nádrži napájecí vody o objemu 1,6 m³ postačující na 20 hodin provozu při plném parním výkonu bez návratu kondenzátu.

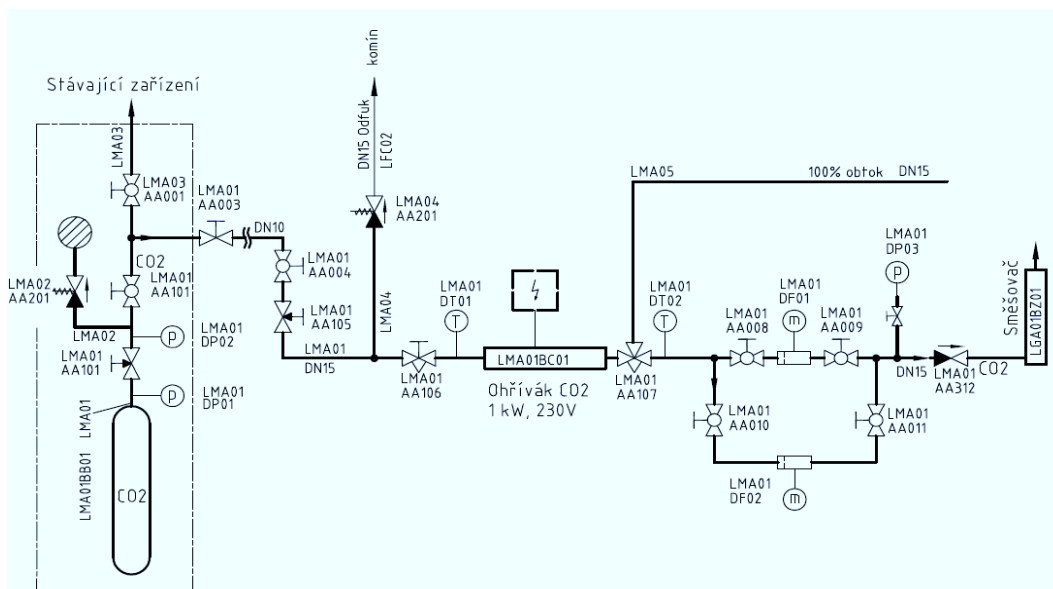


Obr. 19 Schematické uspořádání parní větve

Sytá pára vystupuje z vyvíječe izolovaným potrubím a prochází trojcestným rozdělovacím ventilem, pomocí kterého je možné celý průtok (v případě najždění soustavy)

nebo jeho část směřovat do obtoku, a tím korigovat průtok páry přes elektrický přehřívák o výkonu 1,2 kW (obr. 19). Zabudovaná elektronika udržuje teplotu přehřívání páry na nastavené hodnotě s odchylkou $\pm 2^\circ\text{C}$. Účelem přehřívání je zabránění kondenzace v potrubní trase a odstranění rizika vzniku kapiček ovlivňující spolehlivost měření průtočného množství. Velikost průtoku přehřáté páry je vyhodnocována vírovým průtokoměrem napojeným na systém sběru dat. Za průtokoměrem je rozvodné potrubí opatřeno jímkou odporového snímače Pt100 pro měření teploty a jednocestným ventilem bránícím zpětnému toku média ze směšovače.

Za nejvhodnější zdroj oxidu uhličitého se s ohledem na předpokládanou spotřebu plynu ukázala varianta sady 12 tlakových lahví o celkovém objemu 600 l tlakovou hadicí napojených na redukční stanici. Stanice je vybavena redukčním ventilem pro snížení tlaku náplně na 1 MPa, předeřhříváčem ventilu zabráňujícím vytvoření zátky ze suchého ledu, dále filtrem, manometrem a uzavíracím kulovým kohoutem. CO_2 je z redukční stanice dopravován 18 m dlouhým neizolovaným potrubím na hranici EMT, kde je při teplotě cca -30°C dle potřeb snižován tlak ručně stavitelným redukčním ventilem na úroveň 0,4 až 0,65 MPa. Potrubní trasa je v tomto místě také osazena jehlovým ventilem pro regulaci průtoku a pojistným ventilem s otevíracím tlakem 0,7 MPa.

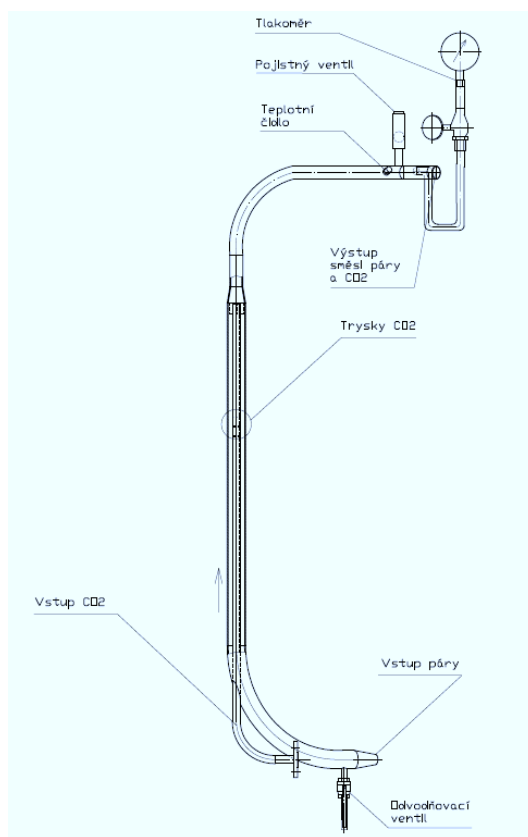


Obr. 20 Schematické uspořádání větve oxidu uhličitého

Z důvodu zajištění požadované přesnosti měření průtoku se potrubí ve směru proudu rozděluje na dvě paralelní trasy (obr. 20). Do každé je zapojen plovákový průtokoměr s odlišným rozsahem. Zatímco jeden umožňuje měřit průtočné množství do $5 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, druhý slouží k měření vyšších průtoků. Oba průtokoměry jsou vybaveny dvěma stupnicemi

cejchovanými v $\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, které přísluší provozním stavům. Ty jsou charakterizovány absolutním tlakem 0,4 a 0,65 MPa při teplotě 170°C. Ohřev média na tuto teplotní úroveň zajišťuje 1,2kW ohřívač, za nímž se nachází trojcestný rozdělovací ventil plnící funkci regulátoru průtoku a kontrolní čidlo teploty Pt100. Pro určení průtoku při jiných provozních stavech je nutné provést přepočty mezi efektivní a oceňovanou hustotou média. Výstupní signál jak z průtokoměrů, tak ze snímače tlaku a teplotního čidla je zaveden do systému sběru dat. Větev oxidu uhličitého je před vstupem do směšovače zakončena mezipřírubovým zpětným ventilem.

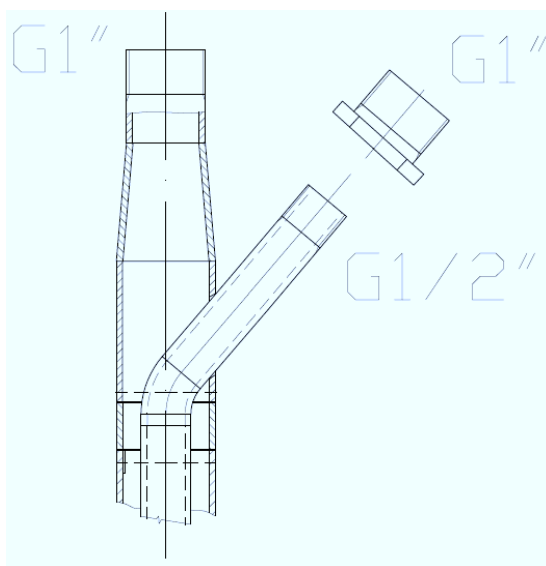
Směšovací modul je tvořen párem trubek z nerezové oceli v osovému uspořádání, jejichž rozměry jsou $\varnothing 48 \times 2,6$ mm, resp. $\varnothing 21,3 \times 2,6$ mm. Přehřátá pára je zaváděna do vzniklého mezikruží, do něhož z vnitřní trubky navrtanými tryskami proniká CO_2 . Pro co nejúčinnější homogenizaci vzniklé směsi je žádoucí, aby proces směšování probíhal přibližně za stejných teplot obou médií. Směšovač je umístěn ve vertikální poloze, přičemž v horní části je kolenem převeden do horizontálního směru. V této části se nachází pojistný ventil, snímač tlaku a odporový teplotní snímač Pt100, oba napojené na systém sběru dat.



Obr. 21 Směšovací modul páry a oxidu uhličitého

4.2. Separace paroplynové směsi

Separace obou složek PPS je uskutečňována kondenzací vodní páry při průchodu testovací sekci tvořenou kondenzátorem v provedení osově uspořádaného trubkového výměníku typu „trubka v trubce“ s rozměry $\varnothing 42,3 \times 2,77$ mm a $\varnothing 21,3 \times 2,6$ mm (obr. 22). V návaznosti na záměr zkonstruovat prototyp svislého separačního parogenerátoru v rámci projektu „Výzkum a vývoj separačního parogenerátoru“ [26] realizovaného na pracovišti autora disertační práce v letech 2007 až 2010, bylo ve vztahu na přenositelnost výsledků experimentálních měření vhodné zaměřit se na problematiku kondenzace na vertikální válcové ploše. Z tohoto důvodu byla zvolena vertikální orientace kondenzátoru, přičemž s ohledem na prostorovou dispozici zkušebny VEC, byla účinná délka teplosměnné plochy omezena na 3 m. Odvod tepla ze stěny kondenzátoru je s ohledem na způsob plánovaného vyhodnocování tepelného výkonu zajišťován chlazením nucenou konvekcí v sekundárním okruhu v protiproudém zapojení.



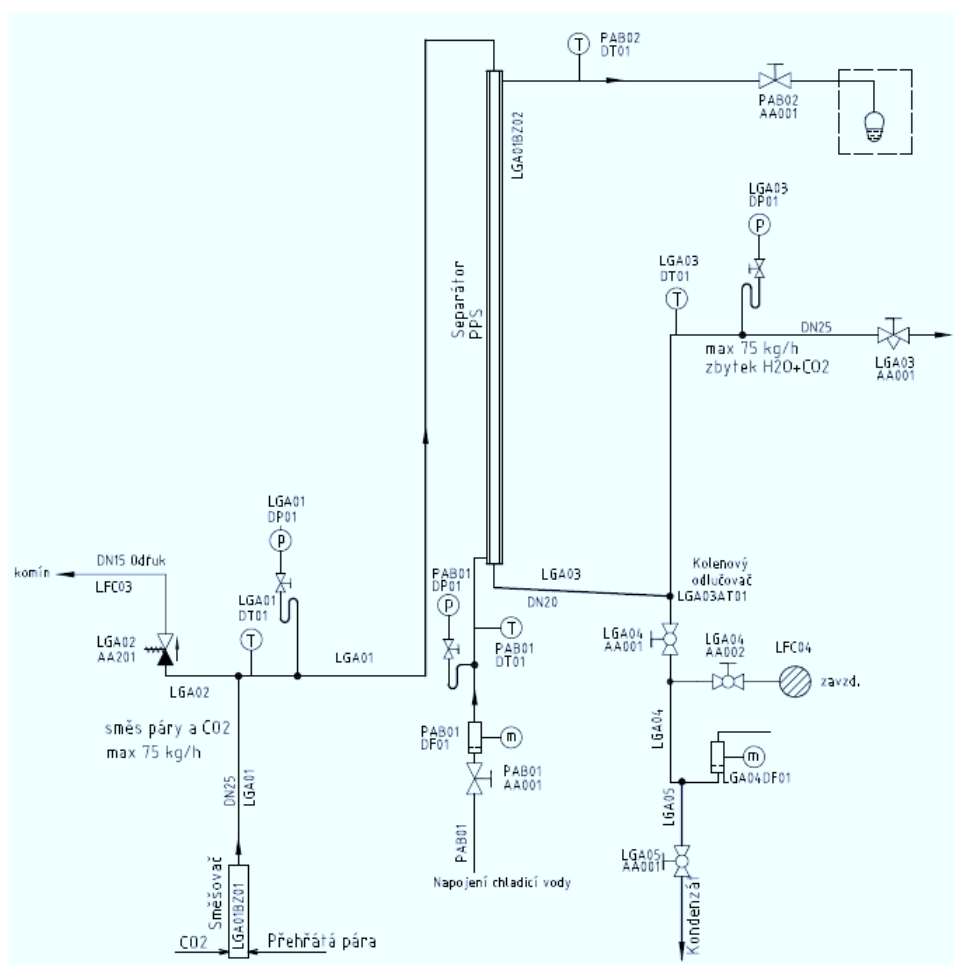
Obr. 22 Detail prostupu vnitřní trubky přes vnější trubku

Paroplynová směs s teplotou mírně nad hodnotou odpovídající stavu sytosti (cca 2°C) je ve výchozím zapojení přiváděna ze směšovače flexibilní hadicí $\varnothing 25/40$ mm do mezikruží přes šroubení na horním konci výměníku. Jako chladicí médium se využívá voda z vodovodního řádu, která je do vnitřní trubky výměníku přiváděna hadicí spodem tak, aby bylo zajištěno protiproudé uspořádání. Indukčním průtokoměrem je ošetřeno měření průtoku chladicího média, přičemž jeho regulace se provádí ručním ventilem (obr. 23). Ohřátá chladicí voda, jejíž teplota je měřena odporovým snímačem Pt100 těsně za výstupním průřezem kondenzátoru, je po průchodu výměníkem vedena hadicí do kanalizace.

Tab. 4 Základní parametry zkušebního standu

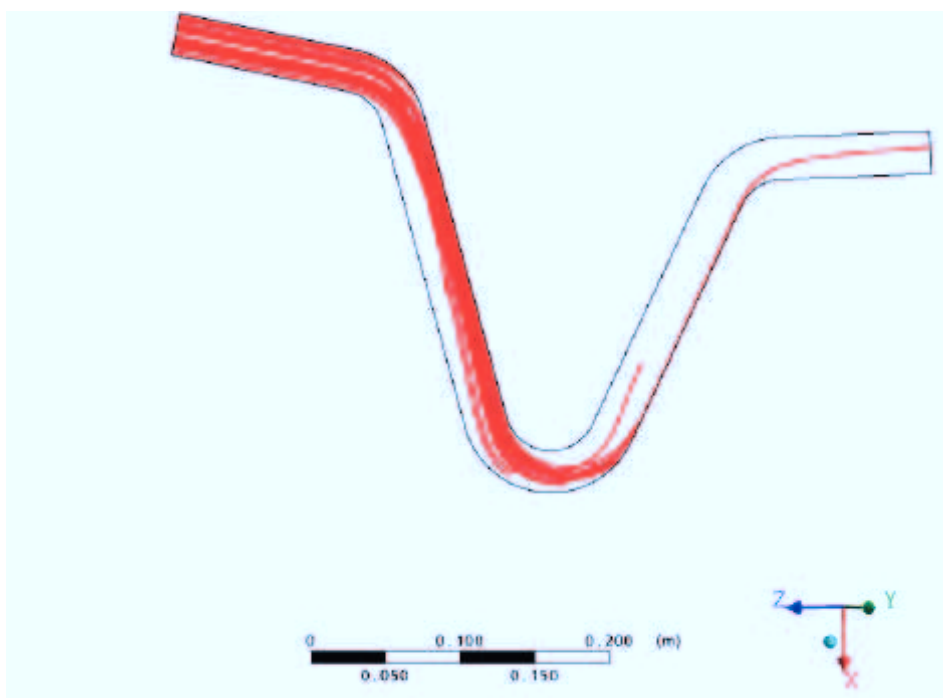
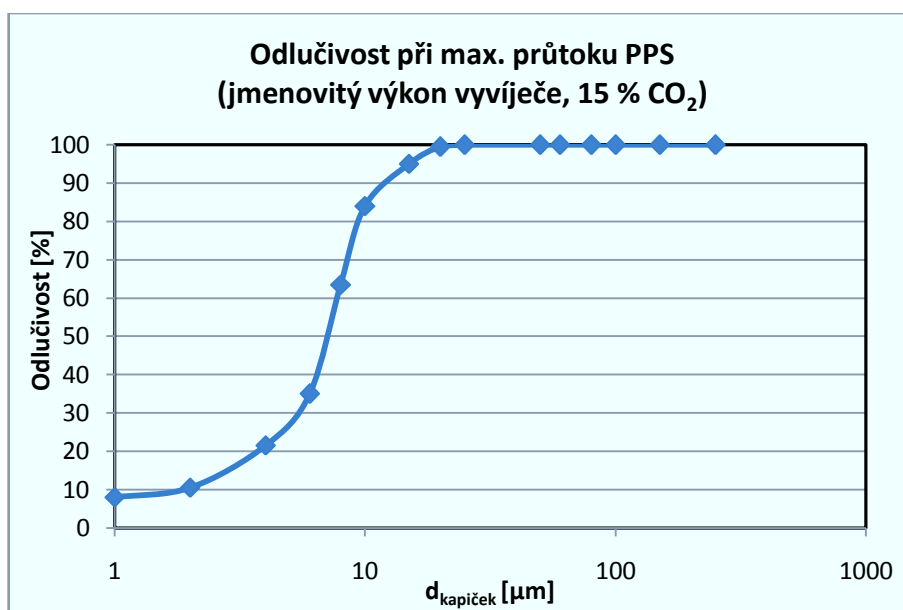
Primární okruh kondenzátoru	
Pracovní médium	PPS s max. 15% vstupním podílem CO ₂
Max. absolutní tlak	0,6 MPa
Průtočné množství	31 až 75,4 kg.h ⁻¹
Max. rychlost proudění	43 m.s ⁻¹
Max. Reynoldsovo číslo	115000
Max. vstupní teplota	158°C
Způsob snímání provozních veličin	Sběrné moduly, vizualizační stanice
Sekundární okruh kondenzátoru	
Pracovní médium	voda
Max. absolutní tlak	0,55 MPa
Max. průtočné množství	900 kg.h ⁻¹
Max. rychlost proudění	1,2 m.s ⁻¹
Max. Reynoldsovo číslo	25000
Vstupní teplota	5 až 15°C
Max. výstupní teplota	80°C
Způsob snímání provozních veličin	Sběrné moduly, vizualizační stanice
Způsob řízení provozních veličin	Manuální

Snížením teploty stěny, oddělující paroplynový okruh od chladicího, pod teplotu sytosti páry jsou vytvořeny podmínky pro řízenou kondenzaci. Teplota sytosti páry je jasně definovaná parciálním tlakem páry a ten dále závisí na koncentraci oxidu uhličitého obsaženého ve směsi. Hmotnostní podíl CO₂ ve směsi je možné volit v rozmezí 0 až 15 %. Nastavování požadované koncentrace při různých zkušebních režimech je uskutečňováno změnou průtoku na větvi CO₂. V důsledku smáčivých vlastností vody a materiálu výměníku (koroziivzdorná Cr-Mo ocel) dochází ke změně skupenství v režimu blánové kondenzace. Vrstva kondenzátu je gravitačními a třecími silami proudící směsi strhávána. Stékáním kondenzátu po stěně výměníku se s rostoucí odlehlostí od horního okraje zvyšuje tloušťka filmu, což je jeden z faktorů přispívající ke zhoršení přestupu tepla.



Obr. 23 Schematické zapojení kondenzačního výměníku

Nahromaděný kondenzát je ve spodní části výměníku odváděn přes kolenový odlučovač (obr. 24) do zachycovací nádrže, a to buď přímo, nebo přes vychlazovací smyčku zabudovanou v nádrži napájecí vody. Stojatá zachycovací nádrž o objemu 60 l je vybavena stavoznakem pro odečet zkondenzovaného množství, manometrem, odporovým snímačem teploty Pt100 a výpustným ventilem. Alternativní způsob určení zkondenzované páry představuje měření výstupní teploty směsi bezprostředně za kondenzátorem, případně kontinuální analýza obsahu CO_2 ve zbytkové směsi odebírané jednocestným ventilem za kolenovým odlučovačem. Zde se nachází i ruční regulační ventil pro udržování konstantního tlaku v soustavě na požadované úrovni.

Obr. 24 Trajektorie kapek o velikosti $15\ \mu\text{m}$ 

Obr. 25 Odlučovací schopnost kolenového odlučovače

Nezkondenzovaná pára je spolu s oxidem uhličitým vedena buď přímo do komína, nebo do zásobní nádrže demineralizované vody, kde dochází k zachycení zbytkové páry a využití ještě poměrně vysokého tepelného potenciálu směsi k ohřevu napájecí vody. Takové řešení má kromě úspory vody a prodloužení operativní doby také pozitivní dopad na stabilní produkci páry, protože se zlepšují podmínky pro klidný chod čerpadla řízeného frekvenčním měničem.

4.3. Sekundární okruh

Sekundární okruh slouží k chlazení teplosměnné plochy výměníku, jehož flexibilní napojení pomocí šroubení umožňuje volbu souproutého nebo protiproutého uspořádání a také nasměrování proudu chladicí vody buď do vnitřní trubky, anebo do prostoru mezi pláštěm výměníku a vnitřní trubkou. K chlazení je využita snadno dostupná voda z veřejné vodovodní sítě o tlaku 0,5 až 0,55 MPa. Odebírané množství je sledováno s pomocí elektromagnetického průtokoměru vybaveného jak displejem pro vizuální kontrolu přímo na místě, tak i výstupem pro napojení sběrných modulů a vizualizačního rozhraní. Nejistota měření přístroje nepřekračuje 0,35 % z rozsahu, který činí $83 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.

Voda je do výměníku přiváděna hadicí o průměru 25/35 mm odolávající teplotám 95°C a tlaku 2 MPa, která je ve standardním zapojení přišroubována ke spodnímu nátrubku vnitřní trubky výměníku. Nátrubek je dále osazen závitem pro instalaci ochranné jímky teplotního snímače Pt100. Stejně je osazen i horní nátrubek, kde je měřena výstupní teplota chladicí vody, jež je následně odváděna opět hadicí do kanalizace přes regulační jehlový ventil.

4.4. Seznam použité měřicí techniky

Tab. 5 Měřicí technika pro experimentální provoz

Značení	Popis	Rozsah	Přesnost
LGA01DP01	snímač tlaku před výměníkem	0 – 1030 kPa	0,25 %
LGA01DT02	odporový snímač (Pt100) teploty PPS před výměníkem	-200 – 400°C	A ($\pm 0,47^\circ\text{C}$)
LGA03DT01	odporový snímač (Pt100) teploty PPS za výměníkem	-200 – 400°C	A ($\pm 0,47^\circ\text{C}$)
LGA04DT01	odporový snímač (Pt100) teploty kondenzátu	-200 – 400°C	A ($\pm 0,41^\circ\text{C}$)
PAB01DT01	odporový snímač (Pt100) v okruhu chladicí vody před výměníkem	-200 – 400°C	A ($\pm 0,29^\circ\text{C}$)
PAB02DT00	odporový snímač Pt100 v okruhu chladicí vody za výměníkem	-200 – 400°C	A ($\pm 0,29^\circ\text{C}$)
TČ01-18	termočlánky T na plášti výměníku	-250 – 350°C	$\pm 0,004 \cdot t$
LBA01DF01	vírový průtokoměr na potrubí přehřáté páry	0 – $64 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$	1 %
LMA01DF01-02	plováčkový průtokoměr na potrubí CO_2	0 – $80 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$	1,6 %
PAB01DF01	plováčkový průtokoměr na potrubí odvodu kondenzátu	0 – $150 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$	1,6 %
LGA04DF01	indukční průtokoměr chladicí vody před výměníkem	3 – $83 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$	0,35 %

4.1. Průběh realizace výstavby EMT

Konstrukční návrh EMT vycházel z jasně definované koncepce (viz úvod kapitoly 4) a z předložených požadavků pro zajištění kvalitativních parametrů nezbytných pro korektní uskutečnění experimentálních zkoušek. Zpracováním návrhu se zabýval tým pracovníků Vítkovice Power Engineering, a.s., jakožto partner projektu zodpovídající za věcnou náplň navazující etapy, jejímž stěžejním bodem byla výstavba demonstrační jednotky SPG. V této souvislosti byla technologická schémata převedena do výkresové podoby s řešením dispozičního uspořádání beroucí v potaz budoucí modifikaci EMT (dovybavení měřicí technikou a především náhrada elementu SPG – trubkového kondenzátoru za kompletní demonstrační jednotku). S využitím simulačního programu ANSYS CFX byl proveden výpočet směšovacího procesu a na jeho základě byla optimalizována geometrie směšovače pro co nejlepší promísení páry s CO_2 .

V červnu 2008 si projekční výkresy převzal dodavatel EMT, jehož úkolem bylo předložení výrobní dokumentace se všemi náležitostmi opravňujícími kontrolní úřad TUV udělit povolení k tlakové zkoušce. V měsíci září byly dokončeny montážní práce, na které navázaly úkony související se zprovozněním systému sběru a záznamu měřených veličin. Proběhla instalace napájecího zdroje, měřicích modulů a komunikačních rozhraní, zakončená nakonfigurováním prostředí Labview vizualizační stanice. Úspěšným splněním tlakové zkoušky byla prokázána shoda s předpisy týkajícími se vyhrazených tlakových zařízení a EMT mohla být v říjnu 2008 uvedena do provozu.



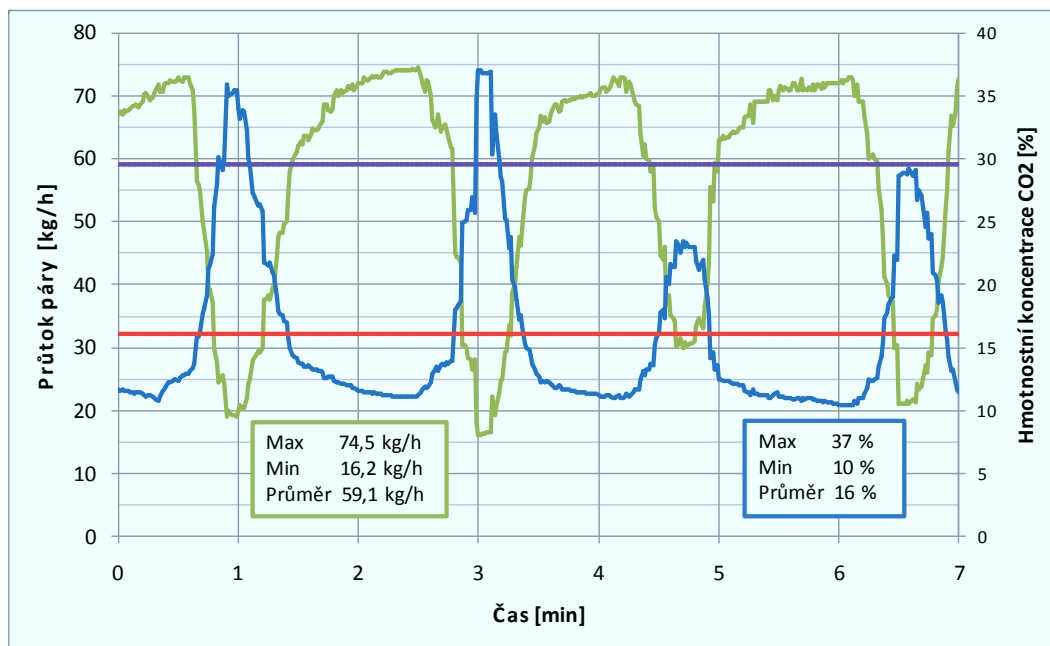
Obr. 26 Pohled na parní vyvíječ, zachycovací nádobu a napájecí nádrž



Obr. 27 Celkový pohled na EMT

4.1. Ověření funkčnosti a spolehlivosti EMT

Účelem ověřovacího provozu bylo prokázání bezproblémové přípravy PPS o zvolených parametrech při dlouhodobém provozu EMT a snadnost konfigurace tratě na zkušební režim. Základním předpokladem pro realizaci programu experimentálních měření byla stálost soustavy a opakovatelnost nastavených režimů v jiný čas. Zkušenosti získané z prvotního testování EMT naznačily, že udržení konstantní vstupní koncentrace CO_2 v PPS je bezpodmínečně spojeno s regulací průtoku napájecí vody a provoz zařízení bez užití frekvenčního měniče korigující její přítok do parního vyvíječe je neslučitelný s cílem získat spolehlivá experimentální data (obr. 28).



Obr. 28 Průběh složení PPS při 0,6 MPa (bez regulace)

Uvedené potíže se podařilo zcela eliminovat instalací frekvenčního měniče pro zpomalení chodu čerpadla a nalezení rovnováhy mezi aktuální produkcí syté páry a přísunem napájecí vody do bubnu vyvíječe. Regulovaným parametrem proto byla téměř ve všech zkušebních režimech výška hladiny v bubnu indikovaná stavoznakem.

Další pečlivě sledovanou veličinou byla teplota přehřátí, jakožto parametr udávající spolu s průtokem páry množství tepla, kterým musí být kryty tepelné ztráty rozvodů v takové míře, aby v nich nedocházelo k předčasné kondenzaci, a tím k rozporu mezi měřenou hodnotou koncentrace CO₂ v PPS a její skutečnou hodnotou ve vstupním průřezu testovací sekce. Z uvedené podmínky vyplývá požadavek na zajištění míry přehřátí směsi v místě vstupu do kondenzátoru nejlépe v mezích 1 až 2°C. V závislosti na tlaku v soustavě je elektrický přehřívák schopen ohřívat páru v rozsahu 15 až 20°C nad stav sytosti, přičemž k ochlazení přibližně o 8 až 10°C dochází ve směšovači vlivem termodynamických změn. V důsledku tepelných a tlakových ztrát úseku mezi směšovačem a kondenzátorem klesne teplota při nejvyšším sledovaném průtoku PPS (15% CO₂ při referenčním průtoku páry) o další max. 4°C. Za těchto okolností je zabezpečena dodávka mírně přehřáté PPS pro experimentální měření.

5. METODIKA MĚŘENÍ PROVOZNÍCH PARAMETRŮ

Měrný tepelný tok z proudu směsi na fázové rozhraní (film kondenzátu) je dán současným působením sdílení tepla a sdílení hmoty, přičemž hnací silou těchto dějů jsou gradient teploty a gradient koncentrací (v technické praxi také uváděný jako gradient parciálních tlaků).

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_b - T_i) + \frac{\beta \cdot p}{R \cdot T_b \cdot p_{2m}} \ln(p_v - p_i) \cdot M_v \cdot l_v \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.1)$$

kde $\alpha [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ – součinitel přestupu tepla PPS

$T_b [\text{K}]$ – teplota jádra proudu PPS

$T_i [\text{K}]$ – teplota fázového rozhraní

$p [\text{Pa}]$ – celkový tlak PPS

$p_v [\text{Pa}]$ – parciální tlak páry v jádře proudu PPS

$p_i [\text{Pa}]$ – parciální tlak páry na fázovém rozhraní

$p_{2m} [\text{Pa}]$ – stř. log. spád parciálních tlaků inerty mezi jádrem proudu PPS a fázovým rozhraním

$M_v [\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$ – molární hmotnost páry

$l_v [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ – latentní teplo páry

Tento tepelný tok projde vrstvou kondenzátu a pevnou stěnou výměníku až do chladicího média, které proudí v sekundárním okruhu a zajišťuje odvod citelného a kondenzačního tepla uvolněného z PPS mimo prostor výměníku. Jelikož u chladicího média dochází pouze k ohřevu, aniž by probíhala změna jeho skupenství, je možné tento proces popsat Newtonovým ochlazovacím zákonem přestupu tepla.

$$\dot{q} = \alpha_c \cdot (T_{wo} - T_c) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.2)$$

kde $\alpha_c [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ – součinitel přestupu tepla chladicího média

$T_{wo} [\text{K}]$ – teplota stěny omývané chladicím médiem

$T_c [\text{K}]$ – teplota jádra proudu chladicího média

S využitím součinitele prostupu tepla $k [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$ integrujícím všechny mechanismy sdílení tepla do jednoho parametru lze velikost tepelného toku určit ze vztahu:

$$\dot{q} = k \cdot (T_b - T_c) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.3)$$

S ohledem na neznámé veličiny ve výše uvedených rovnicích je třeba zajistit sběr a záznam klíčových experimentálních údajů nezbytných pro řešení přenosových jevů probíhajících v testovací sekci zkušebního zařízení. Tyto údaje představují soubor veličin popisující tepelné, tlakové a průtokové poměry jednak zkoumaného média včetně jeho složení, tak i vlastností chladicího média v sekundárním okruhu.

5.1. Měření vstupních parametrů PPS

Při posuzování stavu směsi před vstupem do zkušebního výměníku je třeba vycházet ze znalosti tepelných a tlakových poměrů spolu se složením směsi, kterým je myšleno zastoupení CO₂ v PPS. Všechny tyto údaje byly po celou dobu experimentu kontinuálně zaznamenávány a následně zpracovány jakožto veličiny definující počáteční podmínky každého provozního režimu.

Měření teploty

Teplota proudu PPS byla vyhodnocována kalibrovaným odporovým snímačem Pt100 zabudovaným v rovném úseku bezprostředně před vstupním průřezem primárního okruhu výměníku. Snímač s maximálním rozsahem provozní teploty 400°C je proveden v třídě přesnosti A, pro niž platí vztah:

$$\Delta t = \pm(0,15 + 0,002 \cdot |t|) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.4)$$

Měřicí trať je konstruována s ohledem na požadavek, aby se těsně před vstupem do výměníku pára obsažená v PPS nacházela na stavu sytosti, případně byla mírně přehřátá (cca 2°C). Jelikož nejvyšší provozní tlak byl omezen hranicí 0,6 MPa, nejvyšší teplota v případě čisté páry je cca 160°C. Těmto parametrům odpovídá nepřesnost měření $\pm 0,47^{\circ}\text{C}$, která by v případě PPS měla vždy nabývat nižších hodnot.

Měření tlaku

Tlak PPS je zjišťován snímačem tlaku Rosemount 2088 s přesností 0,25 % z rozsahu 1030 kPa. Snímač je umístěn za směšovačem PPS, který je od vstupního průřezu výměníku vzdálen 5,5 m. PPS je v tomto úseku převáděna gumovou hadicí s jedním 90° ohybem, jejíž tlaková ztráta při nejvyšší možné rychlosti 18 m·s⁻¹ nepřekračuje 3 kPa.

Měření průtoku

Průtoky obou složek PPS je třeba znát v souvislosti se stanovením přesného složení PPS, ale také pro výpočet rychlostních poměrů a tlakových ztrát jednotlivých dopravních tras.

Měření průtoku CO₂ je provedeno s pomocí plovákových průtokoměrů vybavených dvěma stupnicemi cejchovanými pro dvě tlakové hladiny při teplotě 170°C. Přepočet efektivních hodnot na normální podmínky zajišťuje software vizualizační stanice s následným vyjádřením ve formě hmotnostního průtoku.

Velikost průtoku přehřáté páry je získávána prostřednictvím vírového průtokoměru s nejistotou měření 1 %.

Součet obou hodnot představuje celkový hmotnostní průtok PPS a spolu s dílčími průtoky umožňuje určit zastoupení složek. V průběhu všech zkoušek byly průtoky CO₂ a páry nastavovány tak, aby byly získány experimentální výsledky pro směs s hmotnostními koncentracemi CO₂ 5 až 15 %.

5.2. Měření parametrů PPS ve výměníku

Směs proudí výměníkem o délce 3 m přímo bez jakékoliv změny směru o rychlosti nepřekračující hranici 45 m.s⁻¹. Přesto tlaková ztráta dosahuje velmi malých hodnot a měření tlaku jako takové by bylo zbytečné s ohledem na náročnost technické realizace a smysluplnosti vynaložení finančních prostředků. Vliv tlakové ztráty na přesnost řešení kondenzačního procesu má v tomto konkrétním případě nepatrný vliv a tlakovou ztrátu je možné orientačně spočítat, případně zanedbat.

Podstatně významnější parametr je lokální teplota proudu směsi. Ta je získávána s pomocí sady termočlánků připevněných k vnějšímu povrchu výměníku ve vzdálenostech od ústí primárního okruhu výměníku, které udává tab. 6. V každé výškové úrovni byly instalovány dva termočlánky v protilehlém uspořádání. Vzhledem k tloušťce izolace (60 mm) výměníku, její povrchové teplotě (nepřekračuje 50°C) a velikosti tepelného toku prostupujícího pláštěm výměníku byla vypočítána teplotní diference ve stěně pláště v řádu setin °C, z čehož lze usuzovat, že změřená povrchová teplota odpovídá teplotě proudu směsi proudící primárním okruhem.

V této souvislosti je třeba připomenout, že i takto malý rozdíl, který může být připsán také na vrub nejistotě měření, představuje významnou chybu ve výpočtu v počátečním úseku

teplosměnné plochy, kde dochází ke kondenzaci značného objemu páry doprovázeného nepatrným poklesem teploty.

Tab. 6 Rozmístění termočlánků po výšce výměníku

ID termočlánku	1 a 2	3 a 4	5 a 6	7 a 8	9 a 10	11 a 12	13 a 14	15 a 16
Odlehlost [m]	0,32	0,63	0,91	1,51	1,81	2,11	2,43	2,94

Termočlánky byly napojeny na měřicí ústřednu zajišťující kontinuální záznam dat po dobu zkoušky.

5.3. Měření výstupních parametrů PPS

Ve většině případů z celé řady zkušebních režimů nedojde ve výměníku k úplné kondenzaci páry. Rozsah kondenzace a tomu odpovídající výstupní složení směsi je posuzováno následujícími metodami:

1. Hmotnostní bilancí toků médií založenou na měření množství kondenzátu
2. Měřením teploty PPS na výstupu primárního okruhu výměníku
3. Analýzou složení PPS spektroskopickou technikou

Měření množství kondenzátu

Objem páry zkondenzované ve výměníku je odečítán ze stavoznaku zachycovací nádrže podle rozdílu hladin před a po ukončení experimentálního měření. Jelikož je trasa mezi výměníkem a nádrží poměrně krátká a dobře izolovaná, dá se očekávat, že dodatečná kondenzace v tomto úseku nepředstavuje problém z hlediska přesnosti určení množství páry zkondenzované přímo ve výměníku. Navíc proti tomuto efektu působí fakt, že naopak určité množství kondenzátu v podobě malých kapiček je strháváno proudem směsi a vyneseno přes kolenový odlučovač mimo zachycovací soustavu. Nicméně zcela zásadní pro správné vyhodnocení odloučeného podílu páry je pečlivý odečet polohy hladiny. Za tímto účelem byla nádrž ocejchována. Nezbytným parametrem pro výpočet hmotnosti kondenzátu je jeho teplota, která je získávána ze snímače Pt100 zasazeného do pláště ve spodní části nádrže. Na základě tohoto údaje je odvozena hustota kondenzátu.

Měření teploty směsi

Výstupní teplota směsi je měřena stejným typem odporového snímače jako vstupní teplota. Snímač je situován bezprostředně za výstupním průřezem primárního okruhu výměníku. Při zjišťování zbytkového obsahu páry lze vycházet z předpokladu, že změřená hodnota teploty je rovna teplotě sytosti, která je dána parciálním tlakem vodní páry ve směsi obsažené, z něhož je dále možné stanovit objemové podíly jednotlivých složek.

Analýza PPS

Složení směsi vyjádřené objemovými procenty lze měřit přímo například s využitím spektroskopické techniky FTIR. Jedná se o analytickou techniku založenou na změně energetického stavu molekuly v důsledku absorpce energie při průchodu vzorku infračerveným zářením. Odběr vzorků do analyzátoru FTIR byl proveden přes nátrubek na odváděcím potrubí zbytkové PPS v místě za expanzním ventilem. Jelikož nebylo možné zajistit tento přístroj pro všechny zkušební režimy, slouží tato data k ověření předchozích dvou metod jen v některých případech.

5.4. Měření parametrů chladicího média

Tepelný výkon vznikající ochlazováním PPS a kondenzací vodní páry je odváděn chladicím médiem proudícím v sekundárním okruhu výměníku. Tímto médiem je voda odebíraná z vodovodního řádu při tlaku 0,5 až 0,55 MPa a teplotě 7 až 13°C, která se v závislosti na průtoku výměníkem ohřívá, přičemž její výstupní teplota by neměla překročit 80°C. Odvedený výkon se určí ze vztahu

$$Q_{co} = \dot{m}_{co} \cdot c_{p,c} \cdot (T_{co,out} - T_{co,in}) \quad [\text{W}] \quad (5.5)$$

kde	$\dot{m}_{co} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	– hmotnostní průtok vody
	$c_{p,c} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	– měrná tepelná kapacita vody za konstantního tlaku
	$T_{co,in} [\text{K}]$	– teplota vody na vstupu výměníku
	$T_{co,out} [\text{K}]$	– teplota vody na výstupu výměníku

Teplota vody je měřena odporovými snímači Pt100 v těsné blízkosti vstupního a výstupního průřezu sekundárního okruhu výměníku. Data jsou kontinuálně přenášena do vizualizační stanice, kde jsou ukládána.

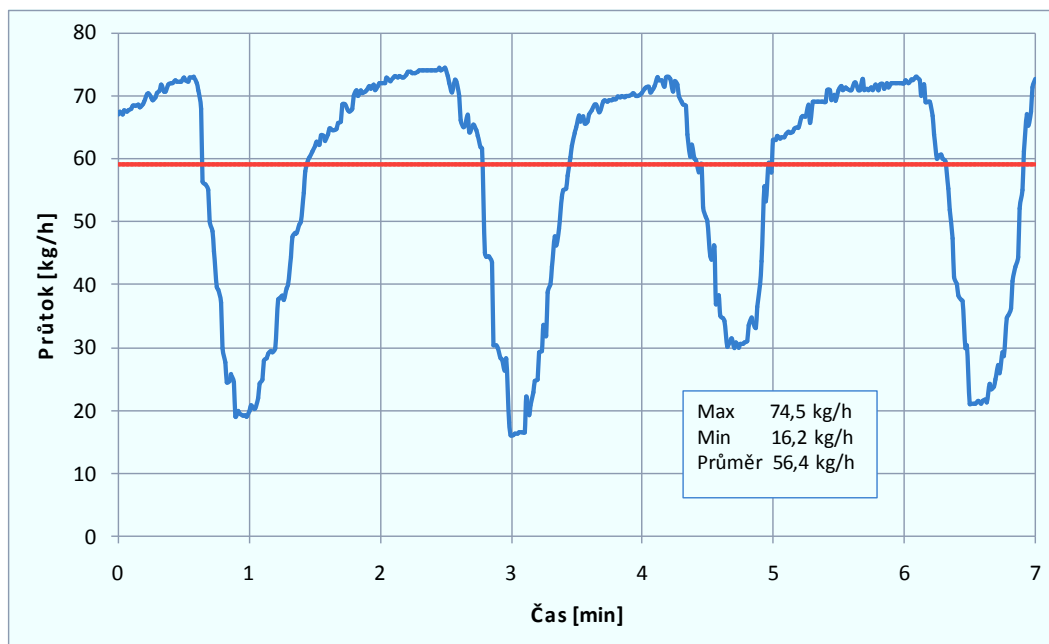
Měření objemového průtoku vody zajišťuje indukční průtokoměr s rozsahem 0,2 až 5 m³.h⁻¹ s přesností 0,35 %. Přestože hustota vody stejně jako měrná tepelná kapacita a další termofyzikální vlastnosti závisí na velikosti tlaku velmi málo a pominutím tohoto vlivu by nevznikla prakticky žádná chyba, bylo měření tlaku realizováno i u tohoto média a v následném výpočtu zohledněno.

5.5. Nastavení požadovaných provozních parametrů PPS

Za provozní parametry jsou považovány tlak, teplota a průtok PPS, které vycházejí z vlastností dílčích složek před jejich vzájemným smísením. Všechny tyto parametry s výjimkou průtoku PPS jsou kontinuálně měřeny a využívány k výpočtu dalších pomocných veličin jako jsou hustota, viskozita a měrná tepelná kapacita. Celkový hmotnostní průtok PPS výměníkem je dán součtem dílčích průtoků, což je založeno na předpokladu, že v parní větvi nedochází ke kondenzaci. Tento stav je zajištěn přehříváním páry a důkladnou izolací potrubní trasy. Složení směsi je pak vyjadřováno jako zastoupení CO₂ ve směsi udávané v podobě hmotnostního poměru plynu a PPS.

Zajištění stabilní produkce přehřáté páry

Parní vyvíječ disponuje omezenými regulačními možnostmi mající spíše bezpečnostní charakter. Jsou jimi opatření zabráňující nedovolené zvýšení tlaku a plováčkový snímač hladiny spouštějící čerpadlo v okamžiku vymoření topných spirál. Tímto způsobem je tedy řešeno doplňování vody do bubnu vyvíječe, které se vyznačuje periodickým poklesem produkce páry v okamžiku napouštění bubnu (obr. 29). Z tohoto důvodu je nutné chod čerpadla regulovat a s pomocí frekvenčního měniče udržovat otáčky čerpadla na takové úrovni, aby byl zajištěn kontinuální přísun napájecí vody v množství odpovídající vyprodukované páry.



Obr. 29 Průběh parního výkonu vyvíječe při tlaku 0,6 MPa (bez regulace)

Množství vyrobené páry je dáno počtem zapojených topných spirál, přičemž dvě spirály zajišťují jmenovitý parní výkon $62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Vypnutím jedné ze spirál se dosáhne snížení výkonu na polovinu. Jakákoliv jiná hodnota průtoku je dosažitelná otevíráním trojcestného regulačního ventilu a přepouštěním určitého množství páry do obtoku. Jelikož je ventil ovládán pouze manuálně, představuje tento způsob regulace poměrně náročný úkol vyžadující časté zásahy obsluhy spojené s rizikem rozkolísání soustavy. Během experimentálních zkoušek bylo od této možnosti regulace ustoupeno a průtok páry byl volen 31 nebo $62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, přičemž na konstantní hodnotě byl udržován jemnou změnou otáček čerpadla (zejména v reakci na ohřev vody v napájecí nádobě vlivem probublávání zbytkové směsi).

Aby bylo měření průtoku páry spolehlivé, je třeba vytvořit optimální podmínky pro práci vírového průtokoměru. Vzhledem k principu funkce zařízení je žádoucí, aby pára obsahovala co nejmenší počet kapiček. Tento požadavek je splněn v okamžiku přehřátí syté páry a zabránění srážení vlhkosti v potrubní trase. Proto je sytá pára opouštějící vyvíječ vedena do přehříváku, kde dochází k jejímu přehřívání o 10 až 20°C (v závislosti na tlaku) tak, aby se její teplota co nejvíce blížila 170°C , což je teplota CO_2 , při které dochází ke směšování obou médií s nejlepším stupněm homogenizace. Před samotným smíšením jsou požadované parametry páry nastavovány v obtokové trase. Až po jejich dosažení je přesměrována do směšovače, který je součástí hlavní trasy měřicí tratě.

Pokud v tlakové stanici nezbyvá jen velmi málo CO₂, je tento plyn odebíráán při konstantním tlaku 20 MPa, ze kterého je nejdříve redukován na 1 MPa redukčním ventilem, jež je součástí tlakové stanice, a dále pak na 0,4 až 0,7 MPa ručně stavitelným redukčním ventilem, který je instalován před jehlovým ventilem pro regulaci průtoku CO₂. Tlaková stanice se chová jako „tvrdý zdroj“ a CO₂ působí v soustavě jako stabilizační prvek, který zmírňuje dopad změny tlaku páry při regulaci jejího průtoku.

Velikost průtoku plynu se v případě zahájení ohřevu volí nejméně 8 kg.h⁻¹, aby bylo umožněno bezproblémové a plynulé dosažení předepsané teploty 170°C bez odstavení ohříváku v důsledku aktivace tepelné pojistky při nedostatečném chlazení topných spirál proudícím CO₂. V této fázi dochází k postupnému tlakování soustavy na požadovanou úroveň.

Nastavení složení PPS

Po natlakování soustavy, dosažení teploty CO₂ 170°C a ustálení jeho průtoku je možné přikročit k sloučení obou složek vyšetřovaného média (PPS). Proud přehřáté páry je přesměrováván z obtokové větve do směšovače pozvolným přestavováním trojcestného ventilu. Hmotnostní zastoupení složek ve vznikající paroplynové směsi je definováno jejich hmotovými průtoky, které jsou měřenými veličinami. Pro koncentraci CO₂ v PPS, jakožto jeden z parametrů charakterizující počáteční experimentální podmínky, platí vztah

$$\omega_{CO_2} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_v} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.6)$$

kde \dot{m}_g [kg.h⁻¹]

– hmotnostní průtok CO₂

\dot{m}_v [kg.h⁻¹]

– hmotnostní průtok páry

Průtok páry je udržován na referenční hodnotě 31 nebo 62 kg.h⁻¹, z čehož plyne, že požadované složení směsi je nastavováno korekcí průtoku CO₂.

Nastavení tlaku PPS

Regulace přibližného tlaku složek směsi probíhá odděleně. Tlakování hlavní trasy, v níž je zakomponován zkušební výměník, je provedeno oxidem uhličitým během procesu jeho ohřívání. Pára, v této fázi ještě proudící obtokem, je na srovnatelném tlaku udržována regulačním ventilem. Po sloučení obou proudů dochází k nárůstu tlaku v soustavě. Tento efekt může navíc posilovat nebo naopak zmírňovat regulace průtoku CO₂ za účelem nastavení přesného složení PPS. Na tuto skutečnost je třeba reagovat otevřením expanzního ventilu za

zkušební výměníkem. K dokonalému ustálení tlaku v soustavě zpravidla nedojde a je třeba i v průběhu experimentálního měření tlak korigovat v okamžiku vychýlení požadované hodnoty o více než 3 kPa.

5.6. Nastavení požadovaných provozních parametrů chladicí vody

Vstupní teplota chladicí vody závisí pouze na klimatických podmínkách a není nijak regulována. Nastavuje se pouze velikost průtoku sekundárním okruhem výměníku, přičemž se dbá na to, aby průtok byl volen tak, že při žádném provozním režimu teplota vody nepřekročí teplotu varu. Jelikož je voda po průchodu výměníkem vypouštěna do kanalizace, měla by být její teplota udržována pod 80°C. Doporučovaná hodnota průtoku splňující uvedená kritéria je 6 l·min⁻¹ a více.

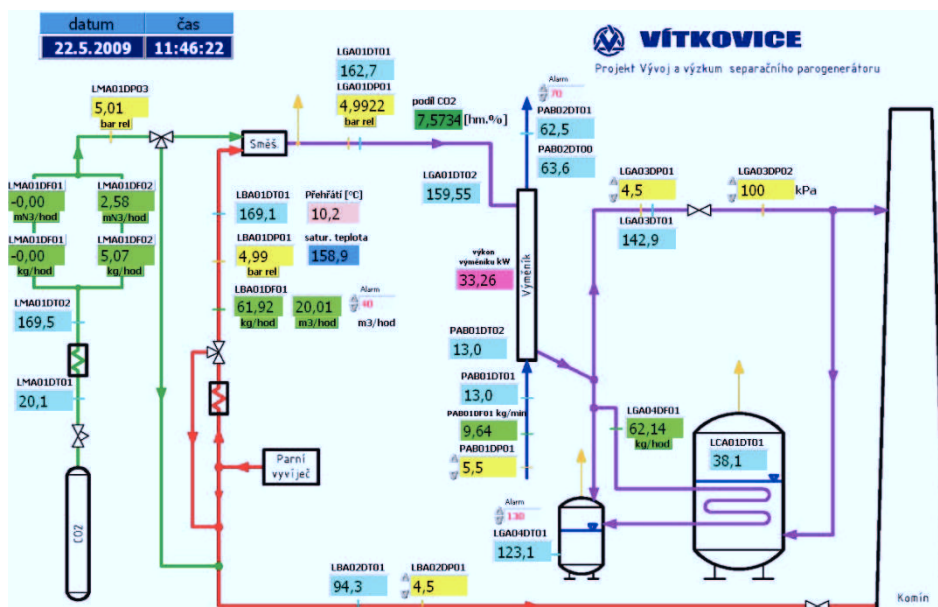
Chladicí voda se do výměníku zavádí po ustálení parametrů v primárním okruhu krátce před zahájením experimentálního měření, aby se zachycovací nádrž neplnila kondenzátem a nehrozilo předčasné ukončení zkoušky. Nastavenou hodnotu průtoku není nutné pečlivě sledovat, jelikož je prakticky konstantní. Případná jemná korekce se realizuje kulovým kohoutem.

5.7. Průběh experimentálního měření

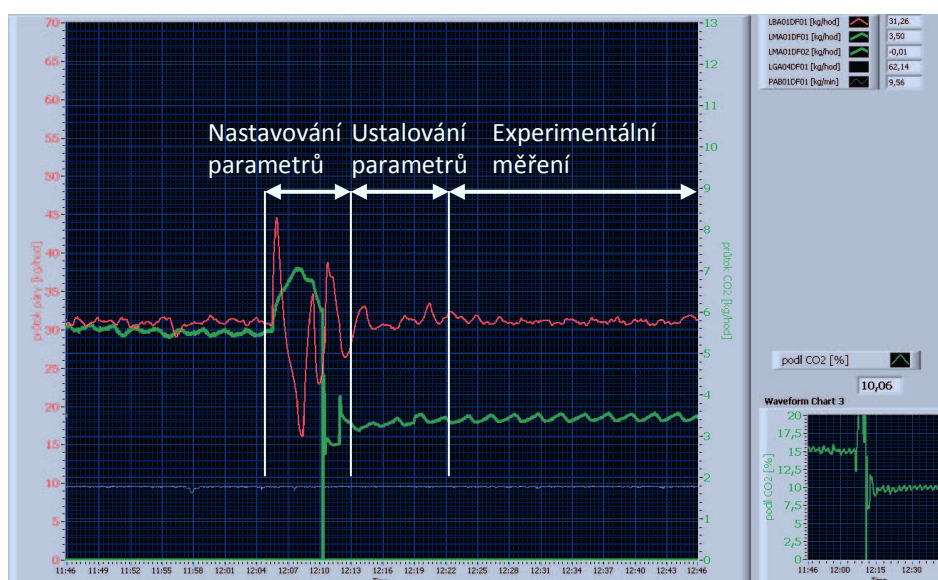
K zahájení experimentálního měření je možné přistoupit v okamžiku nastavení všech parametrů definujících zkušební režim a po přesvědčení se o jejich ustálení. V této souvislosti se jedná zejména o stabilizaci tlaku v soustavě a důkladné prohřátí dopravních tras a především testovací sekce tratě. Rovněž objem kondenzátu v zachycovací nádrži by měl být co nejmenší, aby doba provádění experimentu nebyla kratší než 20 min. Za tuto dobu by se v případě jmenovitého výkonu vyvíječe při teoretické 100% kondenzaci vodní páry obsažené v PPS s libovolným podílem inertu naplnila 45l zachycovací nádrž téměř z poloviny. Ovšem je třeba mít na paměti, že v závislosti na obtížnosti konfigurace měřicí tratě mohou mezi stabilizací provozního režimu a spuštěním záznamu dat (faktickým zahájením měření) uplynout i desítky minut.

Dalším splněným požadavkem musí být vstupní teplota směsi, která by měla odpovídat teplotě sytosti páry při jejím parciálním tlaku nebo být mírně přehřátá. Opak by byl důkazem kondenzace páry před výměníkem, odvedením části tepelného výkonu a změny složení PPS.

Během samotného měření je nezbytné z centrálního stanoviště prostřednictvím vizualizační stanice (obr. 30) monitorovat všechny klíčové parametry a reagovat zásahem v případě nepřípustné odchylky veličin od nastavených hodnot. V této souvislosti je třeba věnovat zvýšenou pozornost především průtoku páry (obr. 31) a následnému dopadu na tlak v soustavě. Na zmíněné změny je třeba reagovat okamžitě, pokud možno plynule, aby nedošlo k rozkolísání soustavy.



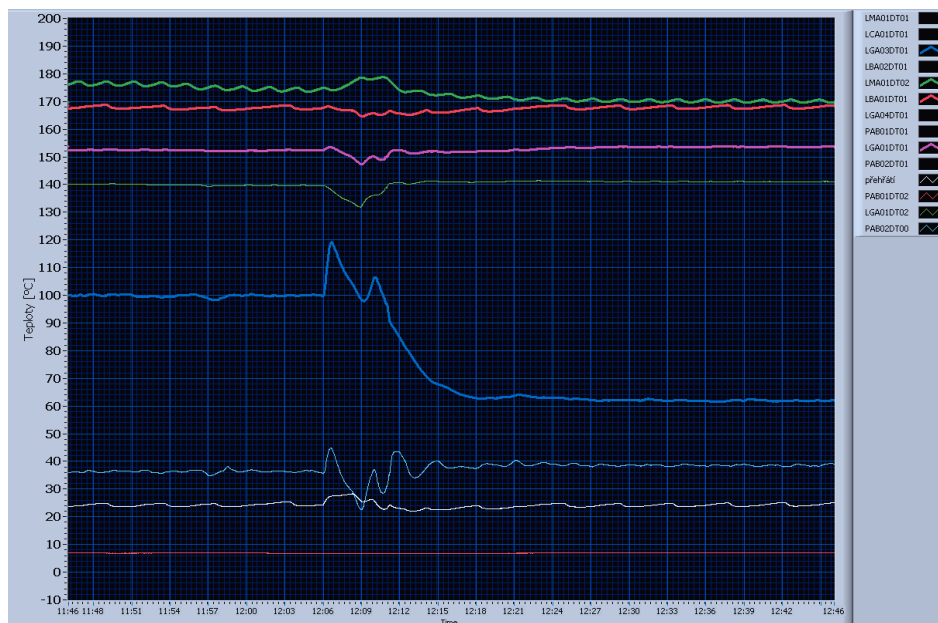
Obr. 30 Procesní schéma vizualizační stanice



Obr. 31 Grafické znázornění průtoků složek PPS

Teplotní profily by při zahájení záznamu experimentálních dat již neměly mít klesající ani vzrůstající tendenci, přičemž v závislosti na způsobu regulace mohou mírně oscilovat

kolem nastavené hladiny. Tuto situaci ilustruje obr. 32., kde červená křivka teploty přehřáté páry a zelená křivka teploty CO_2 oscilují kolem hodnoty 170°C . Teplota PPS před vstupem do výměníku je zde znázorněna tenkou čarou v zelené barvě, přičemž se pohybuje $1,2^\circ\text{C}$ nad teplotou sytosti páry ve směsi obsažené.



Obr. 32 Grafické znázornění teplot médií v různých místech EMT

Zkušební režim se ukončuje po uplynutí nejméně 20 minut nepřetržitého a ničím nenarušeného měření, případně těsně před naplněním zachycovací nádoby kondenzátem. Důležité je zaznamenat dobu trvání zkoušky v okamžiku odečítání zkondenzovaného objemu vodní páry. Teplotu pro stanovení hustoty a následný výpočet hmotnosti kondenzátu je možné vyčíst ze zaznamenaných dat, jelikož je kontinuálně v 1s intervalech ukládána, podobně jako ostatní směrodatné veličiny.

Po mírném vychladnutí kondenzátu a jeho přepuštěním do napájecí nádrže nebrání nic ve vykonání opakovaného nebo dalšího zkušební režimu při jiných parametrech.

5.8. Vyhodnocování zkoušek

Dopad přítomnosti nekondenzující složky obsažené v PPS na energetickou bilanci výměníku je zřejmý z prostého porovnání měřeného výkonu v sekundárním okruhu při různých složeních směsí. Pro výpočet lokálních přestupních součinitelů a posouzení významu jednotlivých sekcí je však nutné zjistit distribuci tepelného výkonu po celé délce výměníku.

Obecně je tepelný výkon výměníku Q určen vztahem:

$$d\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot dA \quad [\text{W}] \quad (5.7)$$

kde $k [W.m^{-2}.K^{-1}]$ – součinitel prostupu tepla
 $\Delta t [^{\circ}C]$ – efektivní teplotní rozdíl
 $A [m^2]$ – teplosměnné plocha

Integraci této diferenciální rovnice je ovšem možné provést jen tehdy, jsou-li k a ΔT známou funkcí výkonu. Obvyklý způsob řešení v opačném případě je numerické integrování, které představuje přibližnou metodu výpočtu, přičemž o největší přiblížení ke skutečné hodnotě integrálu usilujeme volbou co největšího počtu konečně malých intervalů. Výstupem této metody pak jsou dílčí tepelné výkony ΔQ_j , jejichž součet tvoří celkový výkon výměníku.

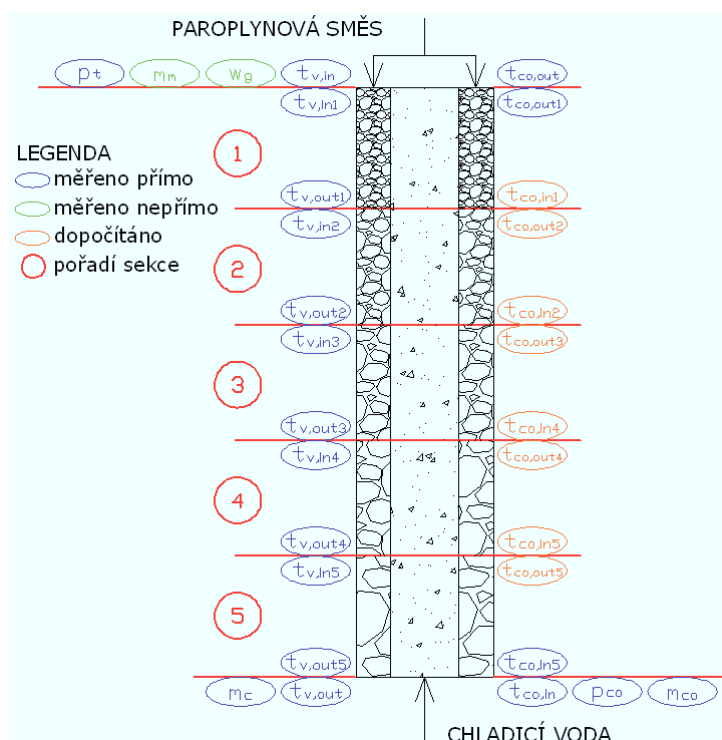
$$\dot{Q} = \sum_{j=1}^n \Delta \dot{Q}_j \quad [\text{W}] \quad (5.8)$$

Zkušební výměník je proto imaginárními rovinami procházejícími kolmo na svislou osu trubek skrze měřicí body teploty PPS rozdělen na sekce, ve kterých je výpočtem stanoveno uvolněné kondenzační a citelné teplo. Toto teplo se šíří tepelnými toky, které můžeme podle původu rozdělit do tří položek. Jsou jimi:

1. Tepelný tok q_l vznikající kondenzací a ochlazováním páry
2. Tepelný tok q_{con} vznikající ochlazováním kondenzátu
3. Tepelný tok q_q vznikající ochlazováním inertního plynu (CO_2)

Pro řešení kondenzace PPS ve výměníku je kromě počtu zvolených rovin nutné zadat několik dalších vstupních informací. Mezi ně patří:

- geometrie výměníku
- hmotnostní průtoky jednotlivých složek PPS
- absolutní tlak PPS
- teplota PPS na vstupu i výstupu
- teplota chladicí vody na vstupu i výstupu



Obr. 33 Systém rozdělení výměníku na výpočtové sekce

Nejdříve se vypočítají molární průtoky jednotlivých složek na vstupu do první sekce výměníku (obr. 33). Zde průtok páry dosahuje svého vrcholu. Od tohoto místa dále začíná pára kondenzovat a její průtok klesat, zatímco průtok CO_2 je po celé délce výměníku, a tedy ve všech sekcích, konstantní.

$$G_{v,in1} = \frac{\dot{m}_v}{M_v} \quad [\text{kmol} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.9)$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_g}{M_g} \quad [\text{kmol} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.10)$$

Celkový průtok PPS je dán součtem průtoků složek.

$$G_{m,in1} = G_{v,in1} + G_g \quad [\text{kmol} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.11)$$

Střední (zdánlivá) molární hmotnost PPS je dána vztahem:

$$M_{m,in1} = \frac{\dot{m}_{v,in1} + \dot{m}_g}{G_{m,in1}} \quad [\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}] \quad (5.12)$$

Parciální tlak páry ve směsi na vstupu do první sekce je dán součinem jejího molárního zlomku a celkovým absolutním tlakem PPS (měřený tlak v soustavě plus tlak atmosférický).

$$p_{v,in1} = \frac{G_{v,in1}}{G_{m,in1}} \cdot p_m \quad [\text{kPa}] \quad (5.13)$$

Parciálnímu tlaku CO_2 pak přísluší hodnota určená na základě vztahu:

$$p_{g,in1} = p_m - p_{v,in1} \quad [\text{kPa}] \quad (5.14)$$

Parametry na výstupu první sekce se odvozují od změřené saturační teploty PPS, která je funkcí parciálního tlaku páry v tomto místě. Parciální tlak CO_2 se opět dopočítá jako rozdíl celkového tlaku PPS a parciálního tlaku páry.

$$p_{v,out1} = f(t_{v,out1}) \quad [\text{kPa}] \quad (5.15)$$

$$p_{g,out1} = p_m - p_{v,out1} \quad [\text{kPa}] \quad (5.16)$$

Pro molární průtok páry výstupním průřezem první sekce bude platit:

$$G_{v,out1} = G_g \cdot \frac{p_{v,out1}}{p_{g,out1}} \quad [\text{kmol} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.17)$$

Rozdíl průtoků páry mezi vstupním a výstupním průřezem představuje zkondenzované množství páry za časovou jednotku:

$$G_{c,1} = G_{v,in1} - G_{v,out1} \quad [\text{kmol} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.18)$$

$$m_{c,1} = G_{c,1} \cdot M_v \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.19)$$

Z tohoto údaje se pak vychází při stanovení části tepelného výkonu, který se uvolní kondenzací páry a jejím ochlazováním a který je původcem tepelného toku q_l .

$$\dot{Q}_{l,1} = G_{c,1} \cdot l_v + G_{c,1} \cdot (i_{v,in1} - i_{v,out1}) \quad [\text{W}] \quad (5.20)$$

Tepelný výkon vznikající ochlazováním kondenzátu protékajícího první sekci je daný změnou jeho entalpie v tomto úseku, přičemž se uvažuje, že jeho teplota se shoduje s teplotou páry na fázovém rozhraní (subcooling – efekt podchlazení viz dále).

$$\dot{Q}_{c,1} = G_{c,1} \cdot (i_{c,in1} - i_{c,out1}) \quad [\text{W}] \quad (5.21)$$

Podobně se určuje tepelný výkon získaný ochlazováním nekondenzující složky PPS, kterou je CO_2 .

$$\dot{Q}_{g,1} = G_g \cdot (i_{g,in1} - i_{g,out1}) \quad [\text{W}] \quad (5.22)$$

Součtem těchto tepelných výkonů obdržíme dílčí tepelný výkon připadající na první výpočtový interval (sekci) výměníku ΔQ_1 .

$$\Delta \dot{Q}_1 = \dot{Q}_{l,1} + \dot{Q}_{c,1} + \dot{Q}_{g,1} \quad [\text{W}] \quad (5.23)$$

Uvedené tepelné výkony jsou původci výše vyjmenovaných tepelných toků, které lze vztáhnout buď na vnitřní S_i , nebo vnější S_o povrch teplosměnné plochy. Pro celkový měrný tepelný tok v první sekci výměníku platí vztahy:

$$q_{i,1} = \frac{\dot{Q}_{l,1}}{S_{i,1}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.24)$$

$$q_{o,1} = \frac{\dot{Q}_{l,1}}{S_{o,1}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.25)$$

Při řešení kondenzace PPS v ostatních sekcích se postupuje podle výše nastíněného schématu. Je zřejmé, že výstupní průřez první sekce současně představuje vstupní průřez druhé sekce, z čehož vyplývá, že výsledné hodnoty vzešlé z řešení určité sekce tvoří vstupní údaje pro sekci následující.

Takto se postupuje přes všechny sekce výměníku a na konci výpočtu se provede tepelná bilance, ze které se určí hmotnostní průtok chladicí vody m_{co} , jenž musí korespondovat s údaji naměřenými $m_{co,exp}$ během experimentální zkoušky. Velikost výpočtového průtoku vzejde z rovnice:

$$m_{co} = \frac{\dot{Q}}{c_{p,co} \cdot (t_{co,out} - t_{co,in})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.26)$$

Tímto způsobem je ověřena správnost výpočtu tepla uvolněného během kondenzačního procesu. Nesoulad mezi výpočtovými a měřenými hodnotami může být způsoben jednak nepřesností měření a také skutečností, že v důsledku tepelných ztrát nepřejde všechno uvolněné teplo do chladicí vody v sekundárním okruhu. Vliv těchto faktorů, je však minimální a rozdíl mezi oběma hodnotami průtoků se nachází v toleranci $\pm 3 \%$.

Další možnost kontroly správnosti výpočtového postupu nabízí srovnání stanoveného množství kondenzátu se skutečně zachyceným. Výpočtová hodnota je dána součtem zkondenzovaného množství ve všech sekcích výměníku podle vztahu:

$$\dot{m}_c = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{c,i} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.27)$$

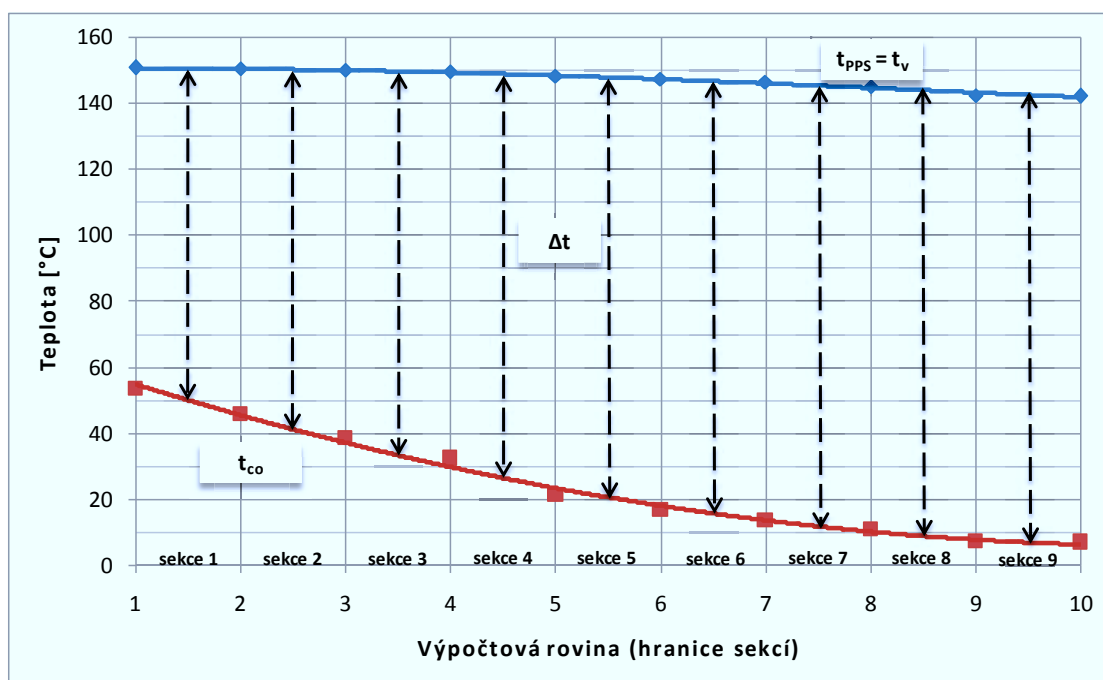
Jsou-li oba výpočtové parametry shodné s naměřenými daty, je možné přistoupit k další fázi vyhodnocování, kterou je určení teplotních spádů mezi primárním a sekundárním médiem v jednotlivých sekcích výměníku. Zatímco teplotní profil PPS je možné sestavit přímo z naměřených hodnot, teplotní profil chladicí vody se musí sestavit z dopočítaných teplot na hranicích jednotlivých sekcí.

Jako výchozí parametry slouží tepelný výkon v každé sekci ΔQ_j , průtok chladicí vody m_{co} a dále její měřená teplota na vstupu $t_{co,in}$ nebo výstupu $t_{co,out}$ výměníku. V případě zachování zvoleného systému označování pořadí sekcí (obr. 33), bude teplota vody vstupující do první (vystupující z druhé) sekce dána vztahem:

$$t_{co,in1} = t_{co,out} - \frac{\Delta \dot{Q}_1}{c_{p,co} \cdot \dot{m}_{co}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.28)$$

Obdobně se určí teploty ve zbývajících rovinách dělicích výměník na jednotlivé sekce. V každé sekci pak bude mezi oběma médii střední logaritmický teplotní spád definovaný vztahem:

$$\Delta t_j = \frac{(t_{v,inj} - t_{co,outj}) - (t_{v,outj} - t_{co,inj})}{\log \frac{(t_{v,inj} - t_{co,outj})}{(t_{v,outj} - t_{co,inj})}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.29)$$



Obr. 34 Teplotní spády v jednotlivých sekcích výměníku

Prostřednictvím tepelného spádu se stanoví součinitel prostupu tepla v každé sekci vztažený buď na vnitřní, nebo vnější teplosměnnou plochu.

$$k_{in,j} = \frac{q_{in,j}}{\Delta t_j} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (5.30)$$

$$k_{out,j} = \frac{q_{out,j}}{\Delta t_j} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (5.31)$$

K důkladnějšímu rozboru přenosových jevů majících vliv na proces blánové kondenzace paroplynové směsi už je třeba využít teorii mezní vrstvy, jak byla prezentována v kapitole 3.2 Mechanismus kondenzace, přičemž výchozím vztahem pro řešení dané problematiky je rovnice (5.1), kterou je vhodné přepsat do názornější podoby a aplikovat na j -tou sekci výměníku.

$$\dot{q}_j = \alpha_j \cdot (T_{b,j} - T_{i,j}) + \dot{m}_{c,j} \cdot l_v \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.32)$$

Konvektivní (citelný) součinitel přestupu tepla α se určí ze vztahu (3.19), do kterého se dosazuje Nusseltovo číslo získané řešením kritériální rovnice popisující příslušný režim proudění. Pro turbulentní režim, který se vyvine prakticky ve všech vyšetřovaných případech, je možné využít již dříve uvedenou Dittus-Boelterovu formulaci (3.35).

Druhý součin na pravé straně rovnice (5.32) je vhodné převést z roviny přenosu hmoty do roviny přenosu tepla a představit si jej jako tepelný tok vyjádřený ekvivalentním součinitelem přestupu tepla, který můžeme označit jako kondenzační.

$$\dot{m}_{c,j} \cdot l_v = \alpha_{cond,j} \cdot (T_{b,j} - T_{i,j}) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.33)$$

Vložením této myšlenky do (5.32) obdržíme lépe srozumitelný zápis tepelného toku:

$$\dot{q}_j = (\alpha_j + \alpha_{c,j}) \cdot (T_{b,j} - T_{i,j}) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.34)$$

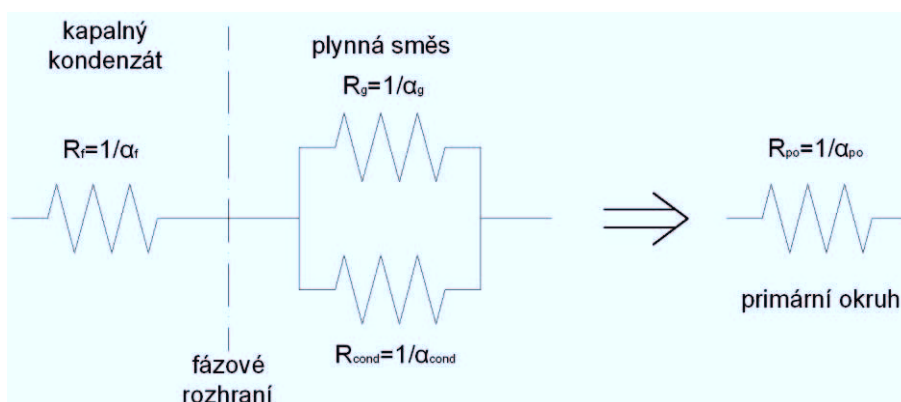
Součet obou koeficientů představuje výsledný součinitel přestupu tepla z proudu směsi na fázové rozhraní tvořené povrchem blány vznikajícího kondenzátu. Touto vrstvou musí prostoupit tepelný tok q_j , který při ustaveném teplotním gradientu v kondenzátu definuje součinitel přestupu tepla filmu (blány).

$$q_j = (\alpha_{ij} + \alpha_{c,j}) \cdot (T_{b,j} - T_{i,j}) = \alpha_{f,j} \cdot (T_{i,j} - T_{w,j}) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (5.35)$$

kde	$\alpha \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	– citelný součinitel přestupu tepla PPS
	$\alpha_{cond} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	– kondenzační součinitel přestupu tepla PPS
	$\alpha_f \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	– součinitel přestupu tepla blánou kondenzátu
	$T_w \quad [\text{K}]$	– teplota stěny stékané kondenzátem
	$T_i \quad [\text{K}]$	– teplota fázového rozhraní

Součinitel přestupu tepla popisuje s jakou intenzitou je teplo schopno se šířit v daném prostředí, přičemž je výhodné tuto vlastnost vyjadřovat jeho převrácenou hodnotou, kterou nazýváme tepelný odpor R . S využitím analogie mezi vedením tepla a elektrického proudu jsme schopni prostřednictvím několika tepelných odporů sestavit celkový tepelný odpor

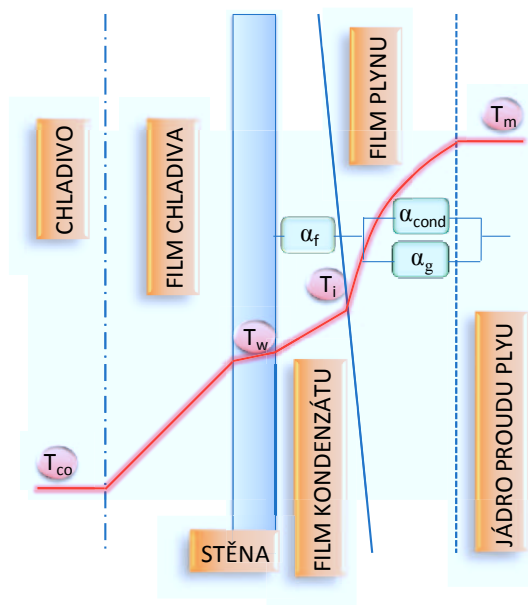
soustavy (obr. 35). V případě kondenzace PPS se tedy jedná o paralelně působící tepelné odpory v plynné fázi, ke kterým je sériově přiřazen tepelný odpor kapalného kondenzátu (obr. 36).



Obr. 35 Princip analogie mezi tepelným a elektrickým polem

Kombinace všech tří uvedených tepelných odporů pak tvoří výsledný odpor proti přestupu tepla z jádra proudu PPS na povrch stěny oddělující primární a sekundární okruh. Odpovídající celkový součinitel přestupu tepla pro j -tou sekci je dán následujícím vztahem.

$$\alpha_{po,j} = \left[\frac{1}{\alpha_{f,j}} + \frac{1}{\alpha_{g,j} + \alpha_{c,j}} \right]^{-1} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (5.36)$$



Obr. 36 Skladba tepelných odporů ve výměníku

5.9. Matematické modely řešení sdílení tepla ve filmu kondenzátu

Výpočet součinitele přestupu tepla stékajícího kondenzátu principiálně vychází z rovnováhy sil působících na jednotku objemu. Touto analýzou se jako první zabýval Nusselt [31], jenž položil základy řešení sdílení tepla filmem za níže uvedených předpokladů:

1. Proudění kondenzátu je laminární
2. Fyzikální vlastnosti kondenzátu i páry jsou konstantní
3. Nenastává podchlazení kondenzátu (izotermní odvod tepla)
4. Setrvačnost kondenzátu nemá na rovnováhu hybnosti vliv
5. Pára na kondenzát nepůsobí třecími silami (stagnační prostředí)
6. Povrch filmu je hladký (bez zvlnění a turbulencí)
7. Přenos tepla filmem probíhá výhradně vedením (konvekce je zanedbatelná)

S ohledem na reálné podmínky panující ve výměníku je nutné tato zjednodušení korigovat. Navzdory velmi malé tloušťce může teplotní diference ve filmu dosahovat i několik desítek °C. Za těchto okolností je žádoucí pracovat s fyzikálními parametry látek pro jinou teplotu, než je teplota fázového rozhraní. Sparrow [32] doporučuje následující úpravu pro určující teplotu filmu:

$$t_f = t_{wo} + 0,31 \cdot (t_i - t_{wo}) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.37)$$

kde	$t_f [^{\circ}\text{C}]$	– určující teplota filmu
	$t_{wo} [^{\circ}\text{C}]$	– teplota povrchu stěny obtékané kondenzátem
	$t_i [^{\circ}\text{C}]$	– teplota fázového rozhraní

Idealizace pod bodem 3 může být ve výpočtu odstraněna provedením energetické bilance, která bude zohledňovat pokles teploty ve filmu směrem k chlazené ploše. Této problematice se podrobně věnoval Rohsewnov [33], který představil úpravu v podobě modifikovaného latentního tepla páry:

$$l_v^* = l_v \cdot \left[1 + 0,68 \cdot \left(\frac{c_{pl} \cdot (t_i - t_{wo})}{l_v} \right) \right] \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.38)$$

Proudí-li pára souběžně se stékajícím kondenzátem, je tento urychlován smykovým napětím v důsledku působení třecích sil. Současně dochází k zeslabování filmu, jehož tloušťka δ je dána rovnicí (5.39). První sčítanec na pravé straně rovnice představuje vliv

gravitačních sil. Druhý sčítanec je příspěvek třecích sil, který je v původní Nusseltově analýze zanedbáván.

$$\Gamma = \frac{g \cdot \rho_f \cdot (\rho_f - \rho_v)}{3\mu_f} \cdot \delta^3 + \frac{\rho_f \cdot \tau}{2\mu_f} \cdot \delta^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (5.39)$$

kde	$\Gamma [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	– hmotnostní tok kondenzátu jednotkou obvodu
	$\rho_f [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	– hustota kondenzátu při určující teplotě filmu
	$\rho_v [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	– teplota povrchu stěny stékané kondenzátem
	$\mu_f [\text{Pa} \cdot \text{s}]$	– dynamická viskozita kondenzátu při určující teplotě
	$\tau [\text{Pa}]$	– smykové napětí na fázovém rozhraní

Výpočet rovnice (5.39) je vhodné provést s využitím bezrozměrných komplexů:

$$L = \sqrt[3]{\frac{\mu_f^2}{g \cdot \rho_f^2}} \quad [-] \quad (5.40)$$

$$Re_f = \frac{4\Gamma}{\mu_f} \quad [-] \quad (5.41)$$

$$\tau^* = \frac{\tau}{g \cdot \rho_f \cdot (1 - \rho_m / \rho_f) \cdot L} \quad [-] \quad (5.42)$$

Jejich dosazením do rovnice (5.39) získáme funkci Reynoldsova čísla stékajícího kondenzátu v závislosti na bezrozměrné tloušťce filmu δ^* a smykovém napětí τ^* :

$$Re_f = \frac{4}{3} \delta^{*3} + 2 \delta^{*2} \cdot \tau^* \quad [-] \quad (5.43)$$

Z rovnice (5.43) je poté možné stanovit lokální Nusseletovo číslo kondenzátu, které se číselně rovná převrácené hodnotě δ^* :

$$Nu_{f,la} = \frac{1}{\delta^*} \quad [-] \quad (5.44)$$

Toto Nusseltovo číslo nabývá vyšších hodnot než by odpovídalo zjednodušené hydrodynamické analýze, jelikož kromě gravitačních sil zahrnuje i působení sil třecích, které se projevuje zeslabením vrstvy kondenzátu.

Výše uvedený efekt se dále promítá do urychlení proudění kondenzátu a zvlnění jeho povrchu (současně zvětšení), což se pozitivně odráží ve zvýšené intenzitě odvodu tepla. Odbourání dalšího zjednodušujícího předpokladu Nusseltovy teorie (bod 6) proto vychází z

Norrisovy práce [28], v níž autor odvodil korekci z poměru Fanningova součinitele tření pro zvlněný f_r a hladký povrch f_s :

$$Nu_{f,la}^r = Nu_{f,la} \cdot \left(\frac{f_r}{f_s}\right)^n \quad [-] \quad (5.45)$$

kde empirická konstanta n představuje hodnotu $0,68Pr^{0,215}$.

Součinitel tření pro hladký povrch je dán známým Blasiovým vztahem:

$$f_s = 0,079 \cdot Re^{-0,25} \quad [-] \quad (5.46)$$

Pro výpočet součinitele tření pro zvlněný povrch kapaliny stékající po vnějším nebo vnitřním povrchu vertikální trubky byly zvoleny dva modely.

Jeden definovaný Wallisem [29] ve tvaru:

$$f_r = f_s \cdot \left(1 + 300 \cdot \frac{\delta}{d}\right) \quad [-] \quad (5.47)$$

Druhý představuje matematickou funkci odvozenou z Moodyho diagramu, který vychází z rozboru Colebrook-Whiteovy rovnice platné v širokém rozmezí Re čísel.

$$f_r = 1,375 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + 21,544 \cdot \left(\frac{\delta}{d_h} + \frac{100}{Re_m}\right)^{\frac{1}{3}}\right] \quad [-] \quad (5.48)$$

Proudění kondenzátu obzvláště při vysokých rychlostech proudící směsi přejde velmi brzo do turbulentního režimu, který se vyznačuje podstatně vyššími součiniteli přestupu tepla. Stanovení turbulentních přestupních součinitelů je zatíženo poměrně velkou nejistotou, jelikož vymezení přechodové oblasti je dosti problematické. Není zcela přesně známo, kdy je ještě možné vycházet z Nusseltovy teorie korigované o efekt třecích sil, a kdy už je naopak třeba tento model opustit a vycházet ze specifických vlastností turbulentního modelu. Těchto modelů existuje celá řada a většina jich je založena na experimentálních výsledcích platných pro konkrétní případ.

Z porovnání vybraných modelů, mezi něž patří např. Kinoshita-Uehara [34], Chun-Seban [35] nebo Colburn-Carpenter [36], se jako nejspolehlivější ukázal Colburnův empirický postup, který se vztahuje na gravitační kondenzaci. Protože však v mnoha případech převládaly třecí síly nad gravitačními na poměrně velké ploše výměníku, byla do výpočtového postupu zakomponována i analytická metoda opírající se o teoretický rozbor vypracovaný autory Kosky a Staub [37], jenž velikost součinitele přestupu tepla dává do relace s tlakovým gradientem. Přechodová oblast se pak řeší principem superpozice, který prezentoval Blangetti [27].

Kinoshita-Uehara

Jedná se o empirický turbulentní model, jehož platnost se omezuje na nucenou konvekci s převažujícími třecími silami. To je také důvod, proč vykazuje vyšší součinitel přestupu tepla v sekcích, kde ve skutečnosti dominují gravitační síly. Vysoké nadhodnocení lokálních hodnot je také způsobeno předpokladem, že tepelný tok na fázové rozhraní je konstantní, což u směsi s nekondenzující složkou platí tím méně, čím je její koncentrace vyšší.

Základní empirické rovnice lokálního Nusseltova čísla kondenzátu pro všechny režimy proudění jsou k dispozici např. v literatuře [42]. Pro turbulentní případ platí:

$$Nu = 0,059 \cdot (Pr_f \cdot Re_f)^{1/6} \text{ pro } Re_f > 897 Pr_f^{-2/5} \quad [-] \quad (5.49)$$

$$Nu = \frac{\alpha_{f,tu} \cdot L}{\lambda_f} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_f}{\rho_f - \rho_v}} \quad [-] \quad (5.50)$$

Blangetti

Autoři práce [43] realizovali pokusy s kondenzací vodní páry ve vertikální trubce, které měly za cíl stanovit součinitel přestupu tepla ve filmu při vysokých rychlostech páry, jež vedou k výraznému ovlivnění toku kondenzátu třecími silami. Na základě těchto experimentů sestavili kritériální rovnici pro výpočet Nusseltova čísla v závislosti na Re a bezrozměrném smykovém napětí τ^* na fázovém rozhraní. Příslušné koeficienty pro různé rozsahy napětí jsou uvedeny v tab. 7.

$$Nu_{f,tu} = a \cdot Re_f^b \cdot Pr_f^c \cdot (1 + e \cdot \tau^*) \quad [-] \quad (5.51)$$

Tab. 7 Empirické koeficienty pro řešení obecné kritériální rovnice (5.51)

Koeficient	$\tau^* = 0$	$0 < \tau^* < 5$	$5 < \tau^* < 10$	$10 < \tau^* < 40$
a	0,009	0,009	0,027	0,043
b	0,382	0,382	0,207	0,096
c	0,569	0,569	0,500	0,458
d	-	0,145	0,407	0,647
e	-	0,541	0,420	0,473

Přesnost výpočtu za pomoci výše uvedeného vztahu se snižuje s klesající rychlostí proudění. Pro oblasti s jednoznačně převažujícími gravitačními silami dává vyšší hodnoty součinitele přestupu tepla než model Kinoshita-Uehara. Ve srovnání s modely, které jsou

zpracovány pro gravitačně řízenou kondenzaci (Chen, Chun-Seban), představuje nadhodnocení výsledků dokonce až 80 %.

Chen

Chen se svými spolupracovníky ve studii [38] při výpočtech lokálního součinitele přestupu tepla filmu v turbulentním režimu vycházel ze závěrů Schlunderovy práce [43], která se zabývá studiem anulárně stékajícího kondenzátu po vertikální válcové ploše při souběžném proudění páry a filmu. Jelikož rychlosti páry byly voleny malé, vztahují se zjištěné poznatky na kondenzační proces řízený gravitačními silami. Chenova kritériální rovnice (5.52), založená na interpolaci experimentálních dat, je silně závislá na lokálním Re čísle filmu, což se v oblasti utváření blány projevuje značným zkreslením přestupních součinitelů. Tento problém je však snadno řešitelný použitím vhodnějšího modelu, který věrněji vystihuje laminární podstatu filmu (modifikovaný Nusseltův model).

$$Nu = 0,004 \cdot Re_f^{0,65} \cdot Pr_f^{0,4} \quad [-] \quad (5.52)$$

Chun-Seban

Tento model principiálně vychází z Nusseltovy teorie, avšak dále ji rozšiřuje a začleňuje do ní účinky turbulentního proudění filmu na součinitel přestupu tepla. Obvykle se uvádí jako závislost na Re čísle filmu a laminárním přestupním součiniteli korigovaném o vliv vlnění ve zjednodušeném tvaru:

$$\alpha_{f,tu} = \frac{\alpha_{f,la}}{1,33 \cdot Re_f^{-0,11}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (5.53)$$

V částech výměníku, kde je vyvinuté turbulentní proudění kondenzátu, nabízí výsledky, jež jsou podobné výstupu Chenovy korelace. Jelikož se model opírá o základ Nusseltovy analýzy, poskytuje také uspokojivá data v místech s jednoznačně laminární povahou filmu. Nicméně existují pochybnosti o intenzitě přenosu tepla v přechodové oblasti, kde by i s ohledem na třecí síly směsi měla ještě platit modifikovaná Nusseltova teorie. Z tohoto důvodu se zdá být nepravděpodobné více než 50% zvýšení součinitele přestupu tepla (proti teorii), což vybízí ke konstatování, že údaje v přechodové oblasti jsou nadhodnocené. Pro snížení nejistoty výpočtu, byl Chun-Sebanův model konfrontován s analytickou metodou.

Kosky-Staub

Mají-li třecí síly působící na film kondenzátu výraznou převahu nad gravitačními silami, hovoříme o smykové kondenzaci, kterou je možné řešit analytickou cestou s pomocí

rychlostního profilu napříč vrstvou kondenzátu. Gradient rychlosti se stanoví prostřednictvím Newtonova zákona viskozity ze známého rozložení smykového napětí. Objemový tok kondenzátu je úměrný střední rychlosti filmu, z čehož lze s využitím rovnice kontinuity odvodit jeho tloušťku. V případě laminárního proudění jsme již pak standardním postupem schopni určit velikost lokálního součinitele přestupu tepla.

U turbulentního proudění je však třeba počítat se zvýšenou mírou tření spojenou s nahodilými vírovými rozruchy. Jednou z možností jak se s tímto jevem vypořádat a jeho vliv zohlednit je zavedení vírové difuzivity, která je funkcí vzdálenosti od smáčeného povrchu. Jedná se o pomocnou veličinu popisující přenos hybnosti, k níž v přenosu tepla existuje analogický parametr – vírová tepelná vodivost. Na rozdíl od laminárního modelu však na vzdálenosti ani teplotě nezávisí lineárně. Tepelný tok prostupující filmem je definován Fourierovým zákonem, přičemž materiálová vlastnost v podobě tepelné vodivosti hmoty musí být v tomto případě rozšířena o vírovou tepelnou vodivost.

Vyhodnocení tak směřuje k vyčíslení těchto vírových parametrů. To se relativně jednoduše daří díky von Kármánově konstantě pro výpočet tzv. univerzálního teplotního profilu. S jeho pomocí je možné vytvořit vazbu mezi tloušťkou vrstvy stékajícího kondenzátu a jeho Re číslem v podobě implicitní funkce, kterou je nutné řešit iteračně. Kosky a Staub, autoři, kteří se touto problematikou podrobně zabývali, představili explicitní závislosti ve tvaru:

$$\delta^+ = 0,7071 \cdot Re_f^{0,5} \text{ pro } Re_f \leq 50 \quad [-] \quad (5.54)$$

$$\delta^+ = 0,6323 \cdot Re_f^{0,5286} \text{ pro } 50 \leq Re_f \leq 1483 \quad [-] \quad (5.55)$$

$$\delta^+ = 0,0504 \cdot Re_f^{0,875} \text{ pro } Re_f \geq 1483 \quad [-] \quad (5.56)$$

Z nich se určí bezrozměrný teplotní spád ve filmu:

$$T_\delta^+ = \delta^+ \cdot Pr_L \text{ pro } \delta^+ \leq 5 \quad [-] \quad (5.57)$$

$$T_\delta^+ = 5 \left\{ Pr_L + \ln \left[1 + Pr_L \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\} \text{ pro } 5 \leq \delta^+ \leq 30 \quad [-] \quad (5.58)$$

$$T_\delta^+ = 5 \left[Pr_L + \ln(1 + 5Pr_L) + \frac{1}{2} \ln \frac{\delta^+}{30} \right] \text{ pro } \delta^+ \geq 30 \quad [-] \quad (5.59)$$

Lokální součinitel přestupu tepla se následně stanoví ze vztahu:

$$\alpha_f = \frac{\dot{q}}{T_m - T_w} = \frac{c_{p,c} \sqrt{\rho_c \cdot \tau_i}}{T_\delta^+} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (5.60)$$

Smykové napětí na fázovém rozhraní se určuje z tlakového gradientu dvoufázového toku např. s pomocí Friedelovy metody. Méně pracný, ale přesto stále spolehlivý je výpočet vycházející z rychlosti proudící směsi $w_m [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ a součinitele tření $f_m [-]$:

$$\tau_i = \frac{f_m \cdot \rho_m \cdot w_m^2}{2} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (5.61)$$

Určení součinitele přestupu tepla v oblasti, kde ani jedna z forem silového působení není zanedbatelná, musí vycházet z kombinace dvou modelů. Každý přitom zčásti vystihuje jiný charakter kondenzačního režimu, přičemž výsledná hodnota se stanoví principem superpozice.

$$Nu_{tu} = \sqrt{Nu_{tu,gr}^2 + Nu_{tu,sm}^2} \quad [-] \quad (5.62)$$

Podobným způsobem se vyhodnocuje i Nusseltovo číslo kondenzátu v přechodové oblasti, pro nějž platí:

$$Nu = \sqrt[4]{Nu_{la}^4 + Nu_{tu}^4} \quad [-] \quad (5.63)$$

5.10. Nucená konvekce směsi a chladicí vody

Historicky nejstarší a v současnosti pro svoji jednoduchost a vyhovující přesnost nejčastěji využívanou korelací pro výpočet součinitele přestupu tepla při nucené konvekci plynů a kapalin v trubkách je Dittus-Boelterova rovnice. V obecném tvaru jde o explicitní funkci popisující vazbu mezi kritériem Nusseltovým, Reynoldsovým a Prandtlovým.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad [-] \quad (5.64)$$

Jednotlivá kritéria se určují na základě fyzikálních parametrů pro střední teplotu v průtočném průřezu. Exponent n nabývá hodnoty 0,3 nebo 0,4 podle toho, zda konvekci dochází k ochlazování nebo ohřevu tekutiny. Tím je částečně zohledněno rozložení viskozity v objemu tekutiny, nicméně tato úprava již není dostatečná při velkých teplotních změnách.

Další omezení platnosti rovnice (5.64) spočívá v aplikaci pouze na jednofázové (bez změny skupenství) plně rozvinuté turbulentní proudění ($Re > 10000$) se stabilizovaným rychlostním profilem (ve vzdálenosti desetinásobku průměru od překážky) v hladkých trubkách ($\varepsilon/d=0$). Za splnění těchto předpokladů by přesnost neměla být horší než $\pm 15 \%$.

Místo volby exponentu je výhodnější použít korekci v podobě poměru viskozit uvnitř tekutiny a u stěny, čímž se i rozšiřuje použitelnost původní rovnice. Nová korelace se podle autorů nazývá Sieder-Tateova a je vhodná především pro kapaliny.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad [-] \quad (5.65)$$

Pro konvekci v plynných látkách se doporučuje více spolehlivá varianta:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{T}{T_w} \right)^{0,36} \quad [-] \quad (5.66)$$

Při proudění chladicí vody pláštěm se v místě vstupního průřezu sekundárního okruhu, kde je teplota vody nejnižší, dají očekávat hodnoty Reynoldsova čísla pod hranicí 10000, již je vymezena platnost výše uvedených rovnic. V takovém případě je využito Gnielinského vztahu, jenž dovoluje realizovat výpočet Nusseltova čísla i v přechodové oblasti proudění ohraničené Re od 2300 do 10000 pro všechny běžné tekutiny ($0,5 < Pr < 2000$) s výjimkou vzácných plynů, tekutých kovů a některých olejů.

$$Nu = \frac{(Re - 1000) \cdot \frac{f}{8} \cdot Pr}{1 + 12,7 \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{f}{8}}} \quad [-] \quad (5.67)$$

Darcyho součinitel tření f pro hladké povrchy vyplývá z (5.68); v závislosti na drsnosti se určuje z Moodyho diagramu:

$$f = (1,82 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad [-] \quad (5.68)$$

Odchylka výpočtových hodnot od experimentálních se udává kolem 6 % [39], což je v rámci pokusných zjištění velmi slušná přesnost. To je také důvod, proč je Gnielinského korelace ve většině publikací preferovanou metodou výpočtu konvektivního přestupu tepla turbulentně proudící tekutiny.

Velmi dobré výsledky součinitele přestupu tepla v plynech v úzkém rozmezí Pr čísel 0,5-1 (PPS 0,75-1) dává také vztah (5.69) publikovaný Kaysem a Crawfordem [40], o nějž se opírají např. autoři práce [41], jejíž náplní je studium kondenzace parovzduchové směsi v trubce kruhového průřezu.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,5} \quad [-] \quad (5.69)$$

Všechny zmíněné rovnice mírně podhodnocují přestupní součinitele v oblasti, kde teprve dochází ke stabilizaci proudění. Každá rovnice předpokládá jiný rozsah, proto se u zkušebního výměníku může jednat o 16 až 100cm odlehlosti od vstupního průřezu. Jde tedy o poměrně velký úsek teplosměnné plochy, kde je vhodné použít korekci na tzv. entrance effect v následující podobě:

$$Nu_{en} = Nu \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{L} \right)^{0,7} \right] \quad [-] \quad (5.70)$$

kde $L [m]$ – délka protékané trubky výměníku
 $d_h [m]$ – hydraulický průměr trubky výměníku

Pro $Re > 10000$ jsou Sieder-Tateova a Gnieliského korelace prakticky identické. V přechodové oblasti se však už projevují podmínky platnosti Sieder-Tateova vztahu, který poskytuje o 8 % vyšší hodnoty součinitele přestupu tepla. Crawfordův vztah nabízí nejnižší hodnoty ve srovnání s dříve jmenovanými korelacemi. Pro rozvinuté turbulentní proudění dává přibližně o 20 % nižší hodnoty, v přechodové o 5% než Gnielinski.

6. EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

Program experimentálního měření byl sestaven a posléze realizován na pro tento účel navržené a zkonstruované zkušební trati disponující takovými regulačními prvky, které umožnily konfiguraci trati do stavu, jenž co nejvěrněji simuluje parametry expandované PPS za vysokotlakým, případně středotlakým stupněm turbíny v bezemisním parním cyklu typu ZENG využívajícím jako zdroj pracovního média paroplynový generátor CES.

6.1. Rozsah měření

Primárním cílem experimentálních měření bylo ověření separační schopnosti kondenzátoru, jakožto vlastnosti bezpodmínečně související s výstupní čistotou plynu, která by měla být charakteristická malým obsahem vlhkosti. Separace složek PPS je založena na skutečnosti, že CO_2 se za podmínek panujících v EMT (shodných s podmínkami v reálném oběhu ZENG) chová jako nekondenzující plyn a výměníkem projde bez změny skupenství. Naopak vodní pára podstupuje proces blánové kondenzace a v podobě kondenzátu je odváděna mimo prostor kondenzátoru. Tento proces závisí nejen na tlaku a teplotě PPS, ale také na koncentraci CO_2 v PPS. Sledovanou veličinou proto bylo množství zachyceného kondenzátu v závislosti na obsahu inertu v PPS při různých tlakových úrovních.

Měření byla provedena jak při jmenovitém výkonu vyvíječe $62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ zvoleném jako referenční hodnotu, tak při polovičním výkonu v rozmezí tlaků PPS 0,4 až 0,6 MPa, se vstupním hmotnostním podílem CO_2 ve směsi od 5 do 15 %. Všechny měřené veličiny byly po celou dobu chodu zařízení kontinuálně zaznamenávány a následně předběžně analyzovány z pohledu věrohodnosti a splnění teoretických předpokladů. V případě jakékoliv pochybnosti byl posuzovaný režim s časovým odstupem opětovně vyšetřován.

Každé měření bylo, s odstupem v řádu několika dnů, alespoň jednou opakováno, čímž byla splněna podmínka opakovatelnosti, která byla na měřicí trať již od počátku kladena.

Varianty zapojení výměníku a uspořádání proudů pracovních látek uvádí tab. 8.

Tab. 8 Zapojení testovací sekce (separačního kondenzátoru) v rámci EMT

Varianta	I	II
Uspořádání proudů	protiproudé	protiproudé
Proud PPS	plášťem (mezikruží)	vnitřní trubkou (kruh)

6.2. Volba průtoků a podíl složek v PPS

Referenční hodnota hmotnostního průtoku páry byla odvozena od nejvyšší dlouhodobě udržitelné stabilní produkce syté páry za všech tlaků, s nimiž bylo uvažováno v rámci programu experimentálního měření. V potaz byla brána také náročnost regulace s požadavkem na co nejmenší počet zásahů, které by vyvolávaly riziko rozkmitání soustavy a znehodnocení experimentálních dat, případně předčasné ukončení zkušebního režimu. Tyto podmínky se podařilo nejlépe zajistit při jmenovitém výkonu parního vyvíječe, který dosahuje 62 kg.h^{-1} při provozu se dvěma topnými tělesy. Tímto byly definovány průtokové poměry v soustavě, přičemž pro možnost porovnání výsledků získaných při jiných průtokových poměrech byla zvolena hodnota hmotnostního průtoku 31 kg.h^{-1} snadno dosažitelná vyřazením jednoho topného tělesa vyvíječe z provozu.

Zastoupení CO_2 v PPS, jakožto její inertní a nekondenzující složky, vyjadřované v podobě hmotnostní koncentrace pak záviselo na přesnosti a spolehlivosti dávkování plynu do směšovacího modulu. Odpovídající hodnoty hmotnostních průtoků pro dosažení požadované koncentrace na vstupu do testovací sekce EMT jsou přehledně uvedeny v tab. 9.

Tab. 9 Průtok složek a výsledné složení PPS

Výkon vyvíječe páry	Množství páry	Množství CO_2	Množství PPS	Podíl CO_2 v PPS
-	kg.h^{-1}	kg.h^{-1}	kg.h^{-1}	%
jmenovitý (referenční)	62	10,9	72,9	15
		8,9	70,9	12,5
		6,9	68,9	10
		5,0	67,0	7,5
		3,3	65,3	5
poloviční	31	5,5	36,5	15
		3,4	34,4	10
		2,5	33,5	7,5
		1,6	32,6	5

V důsledku nejistoty měření průtoku páry dané třídou přesnosti vírového průtokoměru je možné, že skutečná hodnota průtoku na vstupu do kondenzátoru bude mírně odlišná, přičemž může být navíc ještě snížena o určité zkondenzované množství. V hypotetickém příkladě, kdy ve směšovači by byla připravována směs přesně o teplotě rosného bodu, by na trase mezi směšovačem a kondenzátorem nastala kondenzace, jejíž rozsah by závisel na

tepelné ztrátě této trasy. Její orientační výpočet pro nejméně příznivou variantu je uveden v tab. 10.

Tab. 10 Tepelná ztráta úseku mezi směšovačem a kondenzátorem

Veličina	Rozměr	Jednotka
Průměr hadice	25/40	mm
Délka hadice	5	m
Tepelná vodivost hadice	0,2	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$
Součinitel přestupu tepla vnitřní	∞	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$
Součinitel přestupu tepla vnější	15	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$
Teplota PPS	160	$^{\circ}\text{C}$
Teplota okolí	20	$^{\circ}\text{C}$
Tepelná ztráta hadice	774	W

Nejmenší latentní teplo má pára při tlaku 0,6 MPa (z řady volených tlakových hladin) a činí přibližně $2085 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$. Teoreticky by tak v důsledku tepelné ztráty zkondenzovalo max. $1,3 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ páry. S přihlédnutím k nejistotě měření bude skutečný průtok páry vstupující do výměníku odpovídat nastavené hodnotě s přesností -3 a $+1$ %. Je však třeba podotknout, že v reálném provozu, na rozdíl od hypotetického příkladu, bylo vždy zajištěno přehřátí páry ve směsi na výstupu ze směšovače alespoň 5°C . Uvedená spodní hranice přesnosti proto představuje velice extrémní hodnotu. Navíc je nutné zdůraznit, že taková chyba v měření představuje posun ve složení směsi pouze o cca 0,3 % (absolutně) směrem k vyšší koncentraci CO_2 , tudíž na stav směsi nemá významný dopad.

6.3. Tlakové poměry

Volba tlakových hladin v primárním okruhu určujících tlak PPS v testovací sekci byla zvolena v návaznosti na optimalizovanou koncepci projektu ZENG, v němž je uvažováno s výrobou nízkotlaké páry o tlaku 0,16 MPa z tepla uvolněného při separaci PPS. Pro zajištění co nejvyššího stupně separace složek PPS využitím kondenzačního procesu je třeba v takovémto separačním zařízení ustavit přiměřený teplotní (tlakový) spád pro efektivní přenos tepelné energie z PPS do nízkotlaké páry. Na základě termodynamických propočtu, poukazujících na skutečnost, že nejnižší tlak PPS vystupující ze středotlaké turbíny a následně vedené do separátoru by se měl pohybovat nad hranicí 0,4 MPa, byl zvolen tlakový rozsah pro experimentální měření v mezích 0,4 až 0,6 MPa s krokem 0,05 MPa.

Snahou bylo udržet jednotlivé tlakové hladiny pokud možno konstantní v rámci možností systému ruční regulace. Hodnoty tlaku PPS nacházející se v tolerančním pásmu $\pm 2\%$ od zvolené tlakové hladiny proto představují poměrně slušný výsledek, přičemž střední hodnota tlaku za celou dobu experimentálního měření překročila 0,5% odchylku jen v naprosto ojedinělých případech. Skutečná hodnota tlaku se dále v důsledku nejistoty měřicího přístroje může od měřeného tlaku lišit až o 2,58 kPa, což v procentuálním vyjádření tvoří chybu $\pm 0,8\%$.

Je třeba dodat, že údaje o tlaku PPS vstupující do kondenzátoru byly získávány v místě za směšovačem, tudíž výpočtový tlak jakožto jeden z klíčových parametrů výpočtového modelu je třeba ještě korigovat o tlakovou ztrátu úseku mezi oběma prvky EMT. Přestože PPS v tomto úseku dosahuje rychlosti 6 až 18 m.s^{-1} s charakterem turbulentního proudění, součet tlakové ztráty vyvolané třením a místními odpory nabývá maximální hodnoty 2,52 kPa (tab. 11). Zanedbání tohoto efektu má z výpočtového hlediska na řešení blánové kondenzace nepatrný vliv, nicméně hraje roli v určování stavu směsi před výměníkem a proto byl vyhodnocován.

Tab. 11 Maximální tlaková ztráta úseku mezi směšovačem a kondenzátorem

Veličina	Rozměr	Jednotka
Průměr hadice d/D	25/40	mm
Délka hadice l	5	m
Absolutní drsnost hadice ε	0,1	mm
Tlak PPS za směšovačem p_s	400	kPa
Průtok PPS (62 kg.h^{-1} páry, 15 % CO_2) m_{pps}	73	kg.h^{-1}
Rychlost proudění w	18	m.s^{-1}
Součinitel tření λ	0,028	-
Součinitel místního odporu ξ	6,806	-
Tlak PPS na vstupu kondenzátoru p_t	397,5	kPa
Tlaková ztráta Δp_z	2,52	kPa

Celková tlaková ztráta byla vyhodnocena na základě vztahu (6.1), přičemž součinitel tření vzešel z řešení Colebrookovy rovnice (6.2).

$$\Delta p_z = \Delta p_{tř} + \Delta p_{mo} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{w}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad (6.1)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,71 \cdot d} \right) \quad [-] \quad (6.2)$$

6.4. Teplotní poměry

Teplota PPS byla na rozdíl od tlaku měřena v těsné blízkosti vstupního průřezu primárního okruhu kondenzátoru a v ideálním případě by se měla pohybovat mírně nad teplotou sytosti danou složením připravované PPS. Ve skutečnosti však byla poněkud nižší, jak dokumentuje tab. 12. Důvodů může být několik, přičemž je vysoce pravděpodobné, že se jedná o kombinaci následujících příčin:

1. Měřený tlak PPS za směšovačem je ve skutečnosti nižší o nejistotu měření.
2. Tlaková ztráta úseku mezi směšovačem a kondenzátorem je vyšší než výpočtová.
3. Měřený průtok páry je ve skutečnosti nižší o nejistotu měření.
4. Měřený průtok CO_2 je ve skutečnosti vyšší o nejistotu měření.
5. Částečná kondenzace páry v PPS před kondenzátorem.
6. Nejistota měření teploty PPS.

Z pohledu přesnosti řešení výpočtového modelu blánové kondenzace je žádoucí, aby vliv faktorů uvedených pod body 3 a 5 byl minimální, a tím nebyla výrazně ovlivněna energetická bilance kondenzátoru. V předešlé kapitole již bylo naznačeno, že v krajním případě může být skutečný průtok páry nižší o 3 %. To by například znamenalo, že směs má místo zamýšlených 15 % CO_2 přibližně 15,4 %, což se na teplotě sytosti projeví poklesem o necelých 0,08°C. Pro srovnání: snížení teploty sytosti o 0,5°C (případ 0,5 MPa, 15 % CO_2) by například vyžadovalo kondenzaci 16 % z průtočného množství páry nebo více než 15 % chybu měření průtoku páry, případně CO_2 . Takové nepřesnosti jsou vzhledem k několikanásobnému opakování experimentálních zkoušek nepředstavitelné a prakticky vyloučené. V této situaci proto nejistota měření teploty PPS hraje rozhodující roli a lze ji také nejsnadněji obhájit, jelikož podle vztahu (5.4) může odchylka mezi měřenou a skutečnou hodnotou dosahovat až $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Zcela zásadní však je skutečnost, že téměř s jistotou můžeme tvrdit, že složení směsi vstupující to testovací sekce je velmi blízké požadovanému složení odpovídajícímu zvoleným průtokovým poměrům.

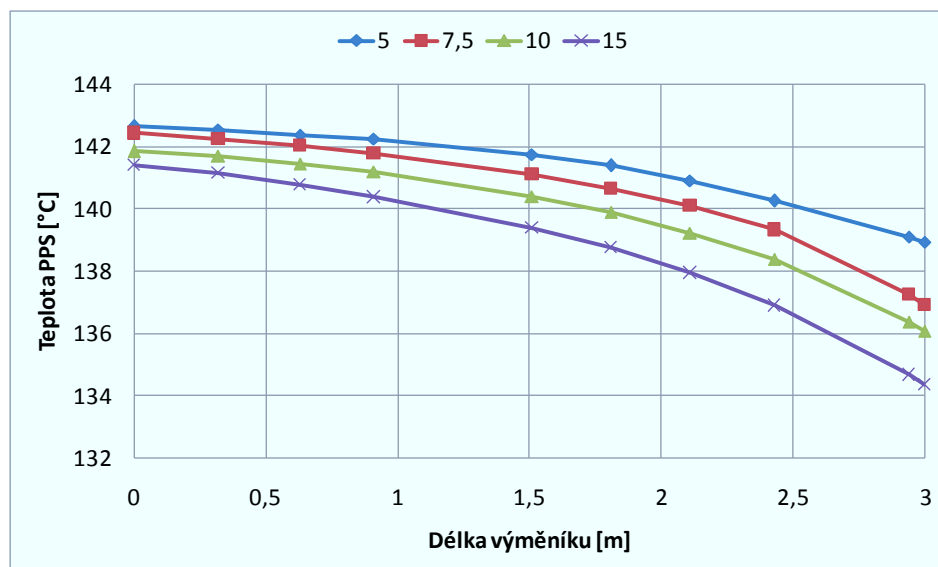
Tab. 12 Stav PPS na vstupu do kondenzátoru

Tlaková hladina	Podíl CO ₂	Tlak PPS na vstupu kondenz.	Parciální tlak páry	Teplota sytosti	Teplota PPS	Teplotní difference
MPa	% _{hm}	kPa	kPa	°C	°C	°C
0,4	15	399,1	369,2	140,7	140,6	-0,1
	12,5	198,6	376,5	141,4	141,3	-0,1
	10	396,6	376,4	141,8	141,6	-0,2
	7,5	397,8	382,2	142,0	141,7	-0,3
	5	397,3	386,1	142,3	142,4	+0,1
0,5	15	498,7	462,0	148,9	148,4	-0,5
	12,5	496,5	469,1	149,5	149,2	-0,3
	10	498,5	473,9	149,8	149,4	-0,4
	7,5	494,6	475,7	150,0	150,0	0,0
	5	500,6	487,0	150,8	150,8	0,0
0,6	15	597,5	553,6	155,7	155,4	-0,3
	12,5	597,6	564,6	156,5	156,2	-0,3
	10	597,6	568,5	156,7	156,4	-0,3
	7,5	598,5	576,1	157,3	157,1	-0,2
	5	598,7	583,2	157,7	157,6	-0,1

Průchodem PPS chlazeným kondenzátorem dochází k intenzivnímu odvodu především skupenského tepla, čímž jsou vytvořeny příznivé podmínky pro kondenzaci páry, jež je v podobě souvisle stékající blány kondenzátu odváděna setrvačnými a gravitačními silami mimo prostor kondenzátoru. Množství kondenzátu, které představuje odseparované množství páry, je úměrné složení PPS za kondenzátorem a tomu odpovídající teplotě sytosti. Tato teplota byla sledována bezprostředně za výstupním průřezem primárního okruhu kondenzátoru a představuje jednu ze základních metod vyhodnocování rozsahu kondenzace a separační schopnosti kondenzátoru.

Kromě vstupní a výstupní teploty PPS je z hlediska vyšetřování průběhu kondenzace nepostradatelná znalost i lokálních teplot po výšce kondenzátoru, jakožto výchozích údajů pro sestavení teplotního profilu PPS a určení teplotních spádů mezi primárním a sekundárním okruhem. Tyto údaje byly získávány měřením povrchové teploty izolovaného pláště kondenzátoru, přičemž lze v tomto případě vycházet z úvahy, že na této nechlazené ploše nedochází k tvorbě vrstvy kondenzátu a jejímu podchlazování, případně k nijak významné změně složení PPS. Za těchto předpokladů je měřená povrchová teplota rovna teplotě uvnitř

hlavního proudu PPS a současně představuje teplotu sytosti páry, jež definuje lokální koncentraci CO_2 v PPS. Z tohoto pohledu je znalost teplotního profilu klíčová také pro sestavení profilu koncentračního. Příklad teplotního profilu PPS při různých vstupních koncentracích v % a tlaku 0,4 MPa je znázorněn na obr. 37.



Obr. 37 Teplotní profil PPS v kondenzátoru ($62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ páry, 0,4 MPa, PPS v plášti)

6.5. Množství kondenzátu

Množství zachyceného kondenzátu představuje zcela zásadní veličinu rozhodující o hmotnostní bilanci kondenzátoru a efektivitě separace PPS. Zjišťování objemu vzniklého kondenzátu spolu s měřením výstupní teploty PPS tvoří základní nástroj vyhodnocení experimentálních zkoušek.

Jelikož úsek mezi kondenzátorem a zachycovací nádobou kondenzátu byl tepelně izolován a navíc vybaven kolenovým odlučovačem s vysokým stupněm odlučivosti proudem PPS strhávaných kapiček (obr. 25), můžeme vycházet z předpokladu, že objem shromážděný za dobu experimentální zkoušky v zachycovací nádobě se prakticky shoduje s objemem zkondenzované páry. Tohoto údaje pak lze využít nejen k dopočtu zbytkové vlhkosti a koncentraci CO_2 ve směsi opouštějící kondenzátor, ale také ke stanovení účinnosti separace vyjadřované jako podíl zkondenzovaného a přiváděného množství páry.

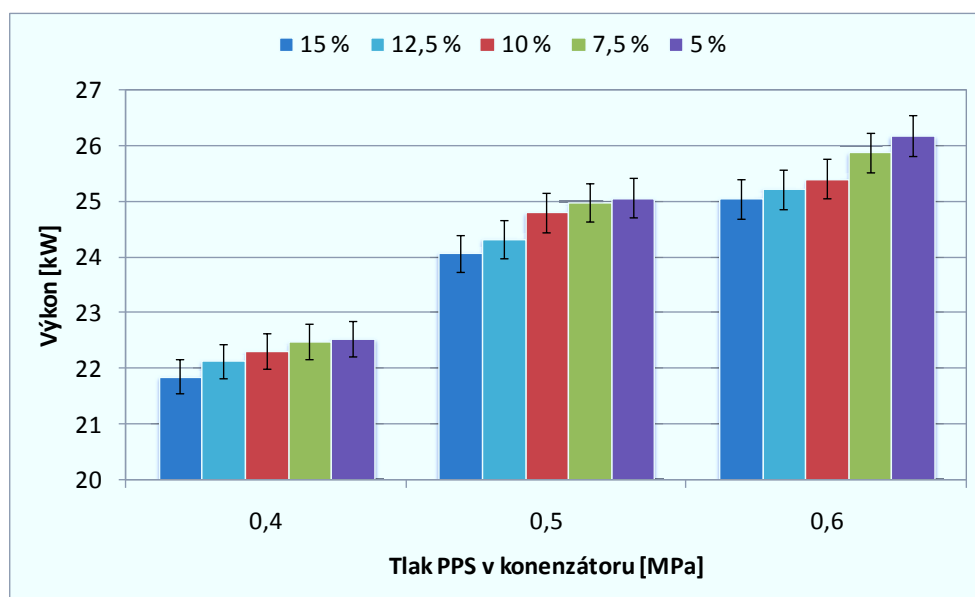
Následující tab. 13 ukazuje výběr režimů ze série realizovaných experimentálních měření. Hodnoty průtoku jsou přepočítány na hmotnost páry, která prošla kondenzátorem za dobu zkoušky, za účelem porovnání se zachyceným kondenzátem.

Tab. 13 Záchyt kondenzátu při proudění PPS vnitřní trubkou

Tlaková hladina	Podíl CO ₂	Množství páry vstupující do kondenzátoru	Množství zachyceného kondenzátu	Účinnost separace
MPa	% _{hm}	kg	kg	%
0,4	15	20,71	12,28	59,3
	12,5	20,67	12,47	60,3
	10	20,68	12,60	60,9
	7,5	20,70	12,72	61,4
	5	20,65	12,78	61,9
0,5	15	20,67	14,45	67,4
	12,5	20,67	14,08	68,1
	10	20,70	14,22	68,7
	7,5	20,67	14,34	69,4
	5	20,71	12,78	69,7
0,6	15	20,71	14,45	69,8
	12,5	20,71	14,60	70,5
	10	20,65	14,73	71,3
	7,5	20,69	15,03	72,6
	5	20,68	15,22	73,6

6.6. Výkonové parametry

Jelikož účinnost separace nepřímo udává množství zkondenzované páry v PPS, musí být tento parametr bezpodmínečně spojen s množstvím tepla odvedeného z PPS chladicí vodou a tomu i odpovídajícím tepelným výkonem kondenzátoru. Ten byl vyhodnocován ze změřených hodnot průtoku chladicí vody a její vstupní a výstupní teploty. S ohledem na nejistotu měření vyplývající z třídy přesnosti jednotlivých měřicích prvků, se může zjištěný výkon od skutečného lišit o $\pm 1,4$ % (obr. 42).



Obr. 38 Výkon předaný chladicí vodě při jmenovitém výkonu vyvíječe ($62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$) a PPS proudící v plášti kondenzátoru

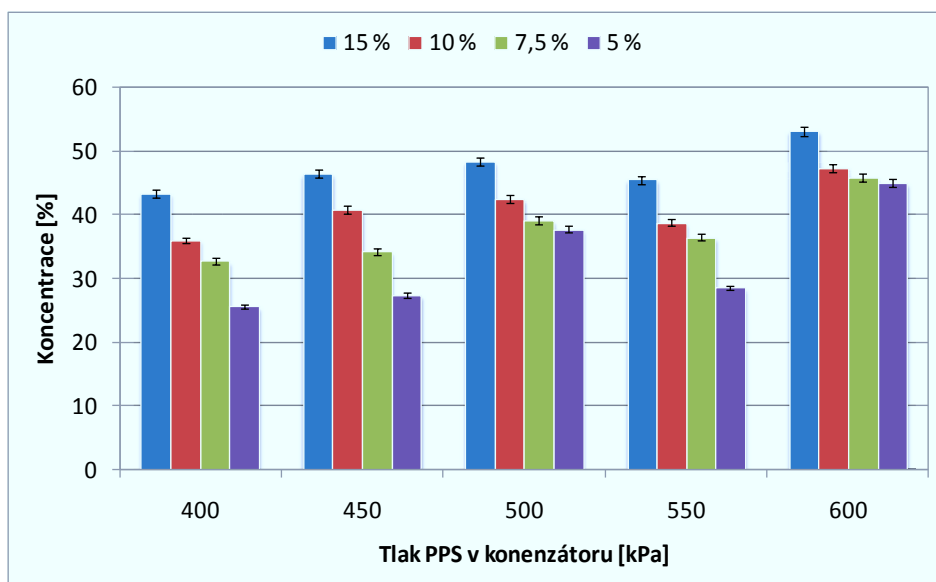
S přihlédnutím k tepelným ztrátám, které však byly minimalizovány důkladnou izolací kondenzátoru, by tepelný výkon odevzdávaný kondenzující párou měl být nepatrně vyšší než výkon předaný do chladicí vody obdržený výše uvedeným postupem. Výkon odevzdaný PPS je možné analyzovat dvěma metodami – hmotnostní bilancí pomocí zkondenzovaného objemu nebo rozбором stavu PPS z její teploty za kondenzátorem.

6.7. Složení směsi za kondenzátorem

Zatímco hmotnostní průtok páry kondenzátorem se postupnou kondenzací snižuje v závislosti na odlehlosti pozorovaného místa od vstupního průřezu, hmotnostní tok CO_2 je po celé délce konstantní. Přestože množství zkondenzované páry je mnohdy i vyšší než 80 % z toku páry vstupujícího do kondenzátoru, PPS za kondenzátorem stále ještě obsahuje poměrně vysoký podíl zbytkové vlhkosti. Bylo-li dosaženo účinnosti separace např. 85 % ($62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, 5 % CO_2 , 0,4 MPa), znamená to, že na $3,29 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ plynu připadá $9,3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ vodní páry, což ve výsledku představuje směs tvořenou 26 % oxidu uhličitého a 74 % páry. To je do jisté míry překvapující poměr, jelikož při kondenzaci čisté páry bylo na stejné ploše dosaženo kompletní kondenzace navzdory nižšímu teplotnímu spádu. Nicméně názorně demonstruje význam čistoty kondenzující páry při spolehlivé funkci kondenzátoru.

Nejvyššího stupně separace obou složek při referenčním průtoku páry bylo dosaženo při tlakové úrovni 0,6 MPa, kdy byly mezi primárním a sekundárním okruhem ustaveny nejvyšší

teplotní spády. Při tomto tlaku byla zaznamenána hodnota výstupní koncentrace CO_2 v PPS 53 %, přičemž se tak stalo při vstupním podílu inertu 15 %, ačkoliv nejintenzivnější kondenzační proces se odehrál při vstupním podílu 5 %. Rozdíl mezi oběma režimy činí více než 10 % zkondenzovaného množství, přesto efekt zlepšené difúze páry k teplosměnnému povrchu není tak výrazný, aby se na délce 3m kondenzátoru dokázal odrazit ve složení směsi.



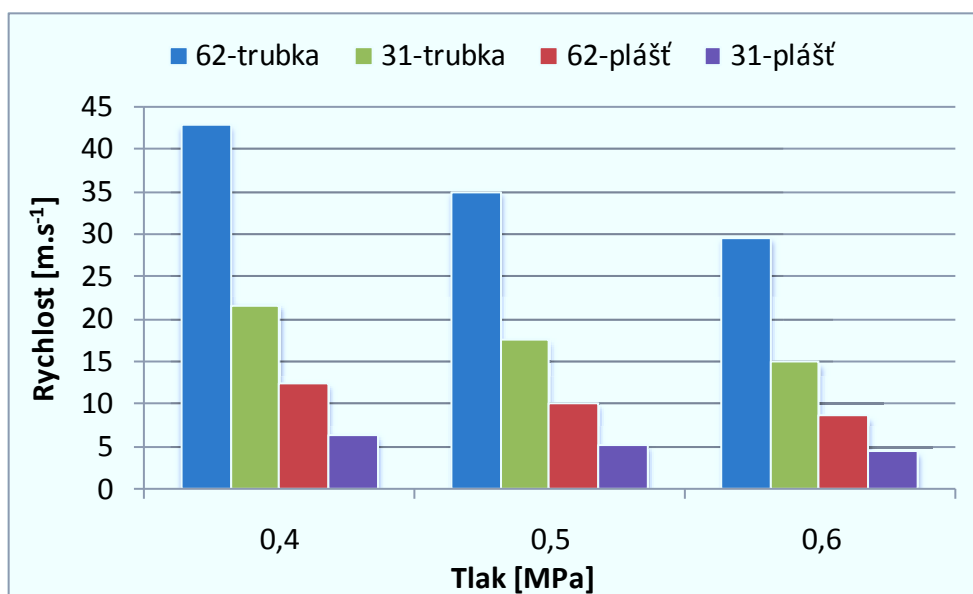
Obr. 39 Výstupní koncentrace CO_2 v PPS proudící v plášti kondenzátoru při jmenovitém výkonu vyvíječe ($62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$)

7. VYHODNOCENÍ A INTERPRETACE DAT

Soubor experimentálních měření pokrývá celou řadu jevů majících dopad na intenzitu přestupu tepla z PPS do sekundárního okruhu výměníku. Kromě rozličných koncentrací inertu ve směsi a teplotních spádů hrají dominantní roli charakteristiky proudění jak směsi samotné, tak i kondenzátu ulpívajícího na teplosměnné ploše.

7.1. Obecná charakteristika zkušebních režimů

Plocha průtočného průřezu pláště (mezikruží) výměníku je 3,5x větší než plocha průřezu vnitřní trubky, což v závislosti na způsobu zapojení výměníku a parním výkonu umožňuje volbu poměrně širokého rozpětí vstupních rychlostí PPS. Hmotnostní průtok směsi vychází z referenční hodnoty průtoku páry, jež odpovídá jmenovitému ($62 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), případně od něj odvozenému 50% ($31 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) výkonu parního vyvíječe. Dále se průtok PPS mírně liší v závislosti na obsahu inertu, z čehož plyne, že minima dosahuje při 5% a maxima při 15% koncentraci CO_2 . Tento rozptyl však činí méně než 5 % a má tedy menší dopad na rychlost PPS než hustota směsi daná nastavením tlakové hladiny v primárním okruhu výměníku (obr. 40).



Obr. 40 Vstupní rychlost směsi v závislosti na zapojení výměníku

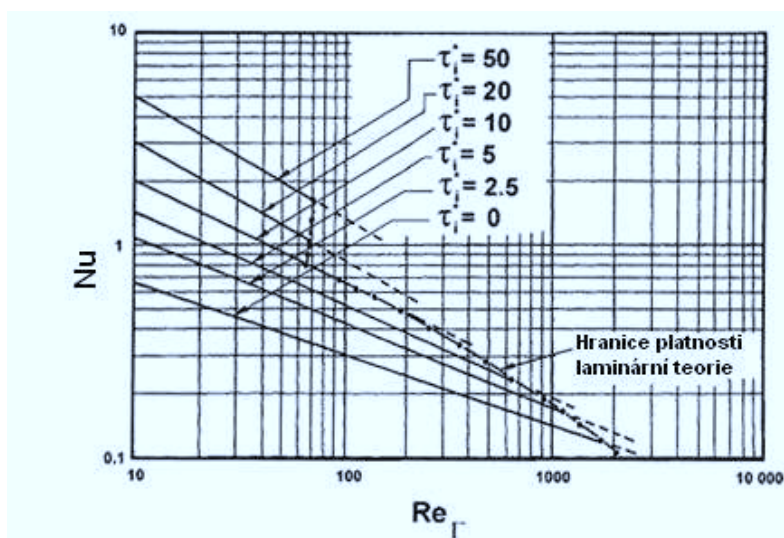
Rozvinutím kondenzačního procesu dochází ke značné redukci objemu směsi po délce výměníku ve prospěch objemu kondenzátu. Nepřekvapí proto, že průtokové poměry na vstupu a výstupu výměníku mohou být diametrálně odlišné. Původně silně turbulentní proudění

směsi se často promění v proudění přechodové oblasti a v případech s 31 kg.h^{-1} páry vedené pláštěm výměníku se dá dokonce hovořit o téměř stagnujícím prostředí ($Re < 1500$).

Rovněž chování filmu vykazuje v závislosti na zapojení a tepelném zatížení výměníku vysokou proměnlivost. Zastoupeny jsou všechny formy - od ryze laminárního, po přechodové až turbulentní proudění. Důležitým faktorem je také vzájemná silová interakce mezi směsí a kondenzátem. S ohledem na tyto skutečnosti bylo třeba vycházet při volbě optimálního výpočtového modelu.

Při referenčním průtoku páry (62 kg.h^{-1}) dosahují rychlosti proudící směsi ve vstupním průřezu primárního okruhu (při zapojení na vnitřní trubku) v závislosti na velikosti tlaku a koncentraci CO_2 30 až 42 m.s^{-1} , přičemž tato s rozvojem kondenzace klesá přibližně na třetinovou hodnotu ve výstupním průřezu. Těmto údajům odpovídají poměrně vysoké hodnoty bezrozměrného smykového napětí ($\tau^* > 20$), jež charakterizuje vliv třecích sil proudící směsi na režim stékání kondenzátu, a tím i strukturu povrchu filmu a jeho tloušťku. V případě kondenzačního procesu řízeného gravitačními silami výhradně tato tloušťka definuje součinitel přestupu tepla filmem kondenzátu, avšak platnost tohoto tvrzení se navíc omezuje jen na laminárně stékající kondenzát, což jsou předpoklady, na nichž je založena Nusseltova hydrodynamická analýza.

Působení třecích sil vyvozených proudící směsí má však na mechanismus přestupu tepla velký vliv a jejich opomenutí by znamenalo hrubé zkreslení výpočtových hodnot. Dochází totiž k urychlování odtoku kondenzátu z teplosměnné plochy a následně zeslabování filmu, k čemuž se dále přidává efekt přechodu z laminárního do turbulentního režimu, který vede ke vzniku lokálních vírů a intenzifikaci přenosu tepla. Jako přechodová oblast se obvykle uvádí rozmezí Reynoldsových čísel 1800 až 2200 , přičemž tyto meze se posouvají k nižším hodnotám s rostoucí rychlostí směsi (obr. 41).



Obr. 41 Vliv proudění páry na charakter stékání kondenzátu [30]

Jednoznačná situace panuje u režimů s polovičním parním výkonem při proudění směsí pláštěm výměníku. Rychlost směsi (cca 5 m.s^{-1}) není tak vysoká, aby se její silové působení podepsalo na deformaci povrchové struktury filmu ($\tau_{\max}^* = 2$). Ten navíc zaujímá velkou plochu (vnější strana trubky) a stéká poměrně pomalu (max. $0,5 \text{ m.s}^{-1}$), což se projevuje na Re čísle, jehož lokální špička osciluje kolem hodnoty 1300. Na většině plochy je však menší než 1000 v důsledku vychlazení kondenzátu a zvýšení jeho viskozity. Jedná se tedy o čistě laminární proudění, které ani náznakem nezasahuje do přechodové oblasti, nicméně zvlnění filmu nelze opomenout.

Téměř po celé délce výměníku je v těchto případech odtok kondenzátu řízen výhradně gravitačními silami. Výjimku tvoří pouze počáteční úsek délky 0,5 m, kde je podíl třecích sil větší než 15 %. Výsledkem je urychlení a zeslabení kondenzátu, avšak pouze o 6 %. Z uvedeného vyplývá, že okolnosti kondenzačního procesu se blíží podmínkám Nusseltovy hydrodynamické analýzy stékajícího filmu a součinitel přestupu tepla v jakémkoliv místě lze orientačně stanovit známým způsobem jako podíl tloušťky filmu a tepelné vodivosti.

Protože je $Re_\Gamma > 50$, nepochybně nastává zvlnění povrchu filmu, které pozitivně ovlivňuje přenos tepla filmem. Tento efekt je třeba korigovat Norrisovým vztahem (5.45), do něž je možné dosadit součinitel tření z rovnice (5.47) nebo použít McAdamsův koeficient, případně Moodyho vztah (5.48).

V ostatních zkušebních případech je řešení součinitele přestupu tepla kondenzátu více komplexní, jelikož se setkáváme se všemi formami proudění současně. Navíc vliv třecích sil

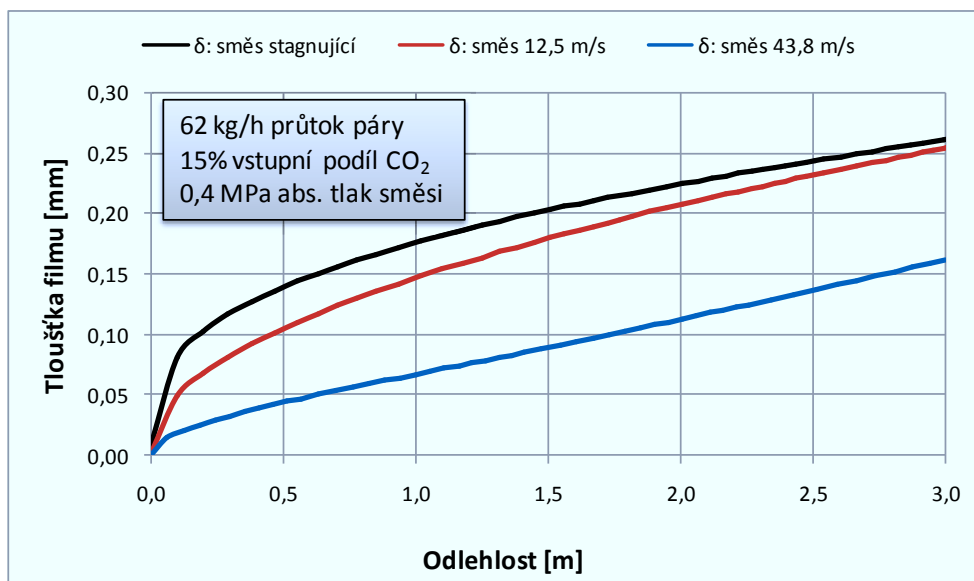
vyvozených směsí nabývá na významu a tyto stále více rozhodují o tom, kdy k přechodu z jedné formy proudění v jinou dojde.

Pro režimy s prouděním PPS pláštěm výměníku je typická převaha třecích sil jen na začátku výměníku, přičemž tato s proběhnutou dráhou rychle ustupuje. Při jmenovitém parním výkonu ($62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$) se tak děje mnohem později ve srovnání s polovičním výkonem, což je pochopitelné vzhledem k obecně vyšší rychlosti. Zatímco podíl třecích sil u režimů s $31 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ páry dosahoval ve vzdálenosti 0,5 m od vstupu pouze 15 %, u jmenovitého průtoku činí ještě 45 %. V místě, kde stékající kondenzát přechází z laminárního do přechodového proudění (cca 1,1 m od vstupu), představuje podíl třecích sil stále nezanedbatelných 30 %. Nastíněný problém naznačuje, že výpočet součinitele přestupu tepla může v těchto případech vycházet z Nusseltova modelu pouze okrajově.

V počátečních sekcích výměníku, kde kondenzát ještě stéká laminárně, je totiž nutné vliv třecích sil brát v potaz, protože výrazně intenzifikují přenos tepla urychlováním a zeslabováním filmu. Tento efekt v sobě zahrnuje rovnice (5.43), jejímž výstupem je bezrozměrná tloušťka filmu δ^* v závislosti na bezrozměrném smykovém napětí τ^* . Převrácenou hodnotou této tloušťky je Nusseltovo číslo filmu, ze kterého se obvyklým způsobem stanoví součinitel přestupu tepla. Popsaný postup lze aplikovat pouze na sekce, kde lze předpokládat laminární tok. V okamžiku vzniku vírových rozruchů je už nutné zapojit modely, které reflektují zvýšený transport hmoty v horizontálním směru. Jedním z Nusseltových zjednodušení je totiž zanedbatelný pohyb molekul vody napříč vrstvou kondenzátu, které je opodstatněné právě jen v laminárním případě.

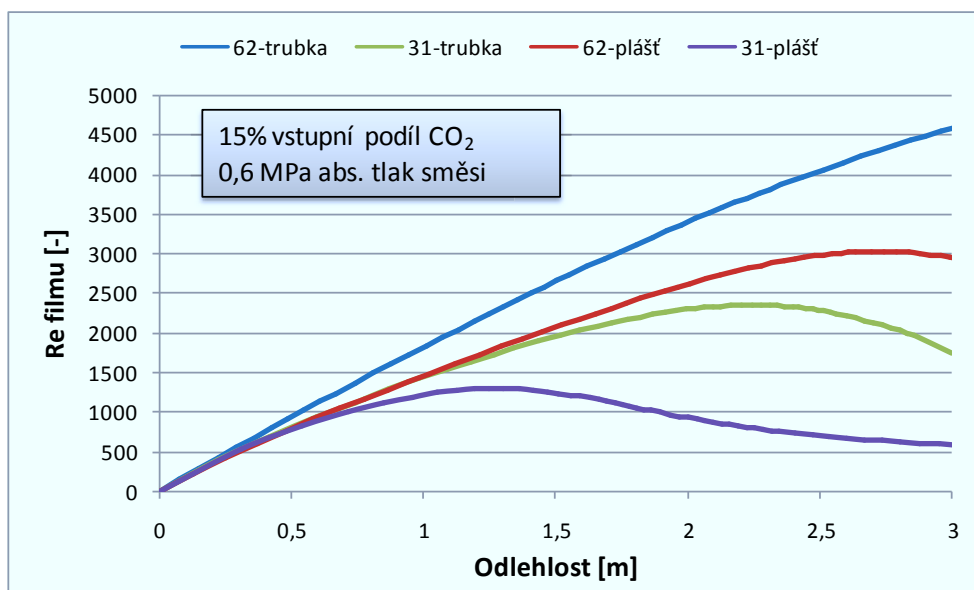
7.2. Součinitel přestupu tepla filmu kondenzátu

Rychlost směsi má na průběh kondenzačního procesu zcela zásadní vliv. Neovlivňuje totiž pouze charakter proudění a intenzitu přestupu tepla na straně směsi, ale také chování kondenzátu. Třecí síly se sčítají s gravitačními, následkem čehož je urychlen odtok kondenzátu z povrchu s doprovodným efektem zeslabování filmu (obr. 42). K tomu se dále přidává deformace původně hladké povrchové struktury filmu nejdříve vlněním se stále se zvyšující amplitudou, později vznikem turbulencí.



Obr. 42 Tloušťka filmu v závislosti na rychlosti proudící směsi

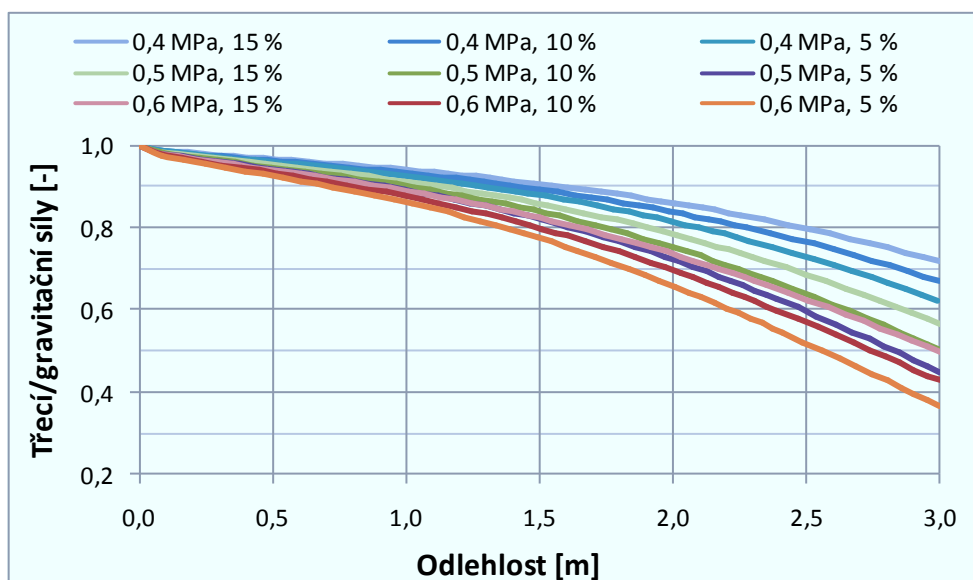
Z příkladu na obr. 43 je vidět, že v rámci experimentálního měření bylo volbou zapojení výměníku a jeho tepelného zatížení dosaženo všech forem proudění kondenzátu. Kromě laminárního, které je možné za určitých okolností řešit klasickou Nusseltovou teorií, bylo nutné výpočtovou metodu rozšířit o modifikovaný laminární model zahrnující vliv třecích sil a také doplnit o modely popisující turbulentní tok kondenzátu. V této souvislosti je třeba podotknout, že určit oblast vzniku turbulencí je velmi složitý úkol a nelze se vždy spoléhat na obecně přijímanou hranici $Re=2300$, jelikož tato se posouvá k nižším hodnotám právě v důsledku silového působení směsi na stékající film (obr. 41).



Obr. 43 Reynoldsovo číslo stékajícího kondenzátu

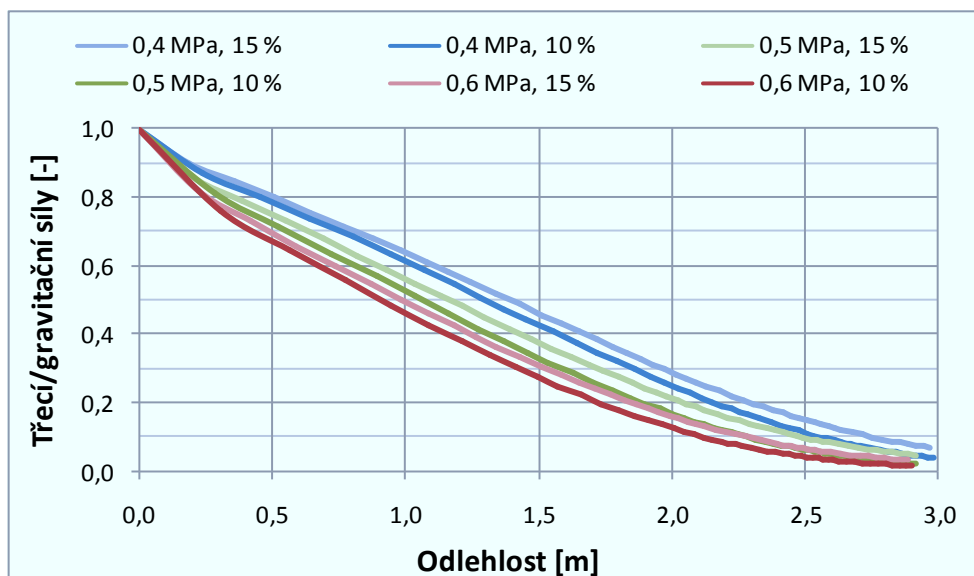
Jak již bylo uvedeno výše, odtok kondenzátu z teplosměnné plochy je řízen kombinací třecích a gravitačních sil, které přímo určují lokální tloušťku filmu, a tím tepelný odpor vrstvy. Působí-li souběžně, projeví se to na zeslabení vrstvy a zlepšení přenosu tepla. V opačném případě dochází k brzdění odvodu kondenzátu, které v trubkách s malým průměrem může vést až ke vzniku „kondenzátní ucpávky“, tedy jevu označovaného jako flooding. Takový stav se během zkoušek nevyskytl, jelikož PPS byla vždy do vertikálního výměníku přiváděna vrchem.

Vliv třecích sil je tím významnější, čím vyšší je relativní rychlost směsi vzhledem ke stékajícímu kondenzátu. Proto je jejich převaha nejzřetelnější při jmenovitém parním výkonu s kondenzací v trubce, kde se rychlosti směsi pohybují mezi 30 až 45 m.s^{-1} . Prakticky ve všech těchto režimech je podíl třecích sil na 80 % teplosměnné plochy výměníku vyšší než 50 % (obr. 44), což naznačuje, že ve filmu dojde ke vzniku turbulencí podstatně dříve, než bude dosažena hranice $\text{Re}=2300$.



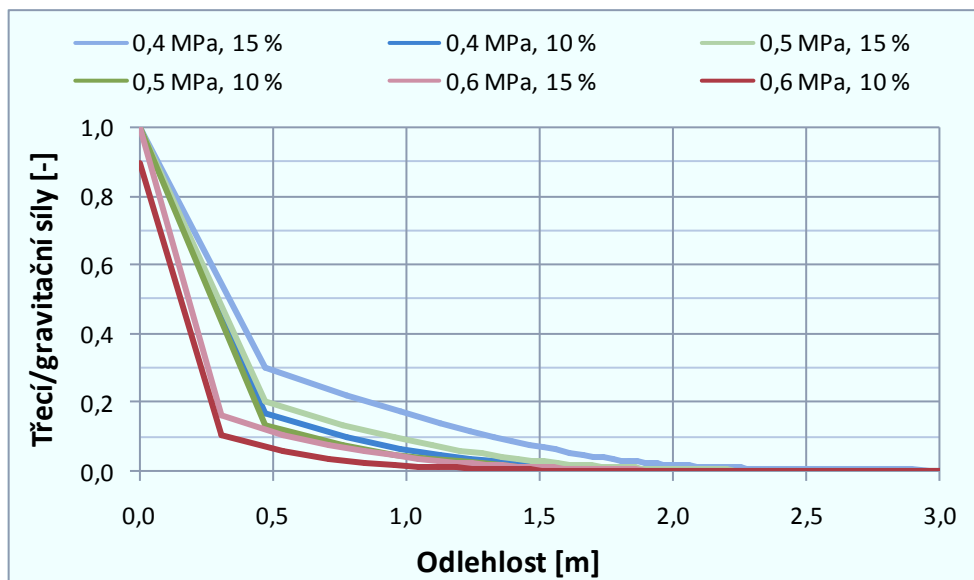
Obr. 44 Podíl třecích sil na řízení kondenzačního procesu (62 kg/h, PPS v trubce)

Při přibližně poloviční rychlosti směsi nastává silová rovnováha na kratší vzdálenosti, která odpovídá cca 25 % plochy. V koncové oblasti výměníku, kde již zkondenzovala podstatná část páry, se rychlost směsi prudce snižuje a kondenzační proces je řízen převážně gravitačními silami. Z toho lze ve vztahu k Re profilu (obr. 43) usuzovat, že v těchto zkušebních režimech dojde k úplnému rozvinutí turbulentního proudění zcela ojediněle a Re maximum bude obvykle k nalezení v přechodové oblasti.



Obr. 45 Podíl třecích sil na řízení kondenzačního procesu (31 kg/h, PPS v trubce)

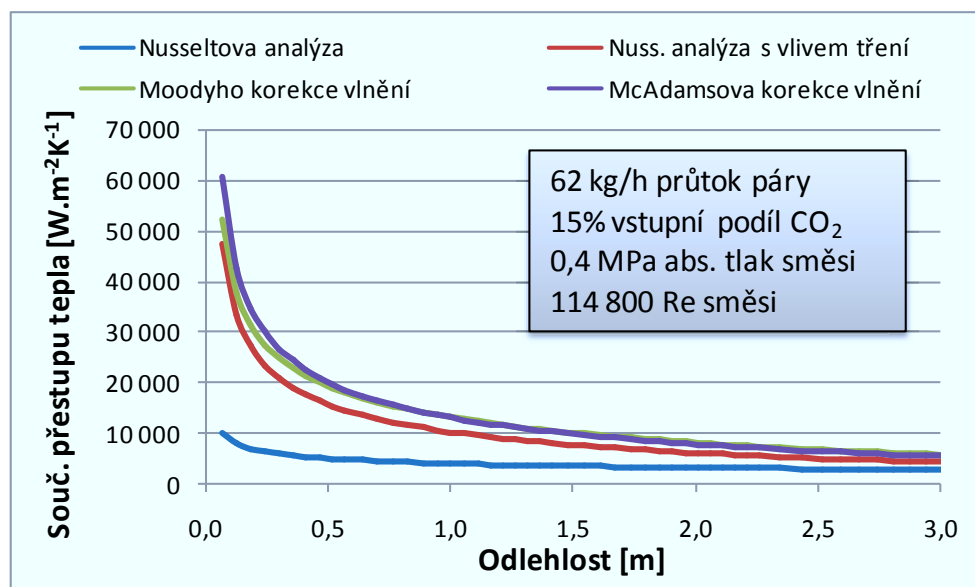
Pro zkušební režimy se směsí protékající pláštěm výměníku jsou charakteristické malé rychlosti, které se obzvláště při polovičním parním výkonu (obr. 46) výrazně podepisují na citelné převaze gravitačních sil již v samém počátku kondenzace. Jedná se tedy o místo ve výměníku, kde kondenzát proudí ještě laminárně a s ohledem k tomu lze s malou nepřesností spoléhat na Nusseltův model.



Obr. 46 Podíl třecích sil na řízení kondenzačního procesu (31 kg/h, PPS v plášti)

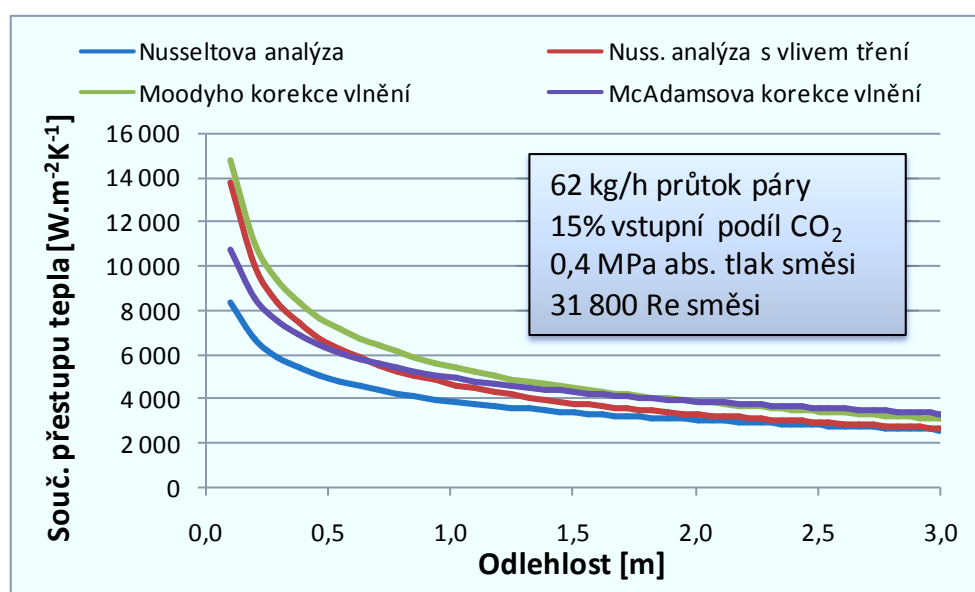
Nepřesnost, které bychom se dopustili, pokud bychom ignorovali vliv třecích sil, je evidentní z obr. 47. Dokumentuje zkušební režim, kdy bylo dosaženo nejvyšší jak absolutní, tak relativní rychlosti PPS vzhledem ke stékajícímu kondenzátu, a třecí síly jsou tedy silně dominantní. Výpočet součinitele přestupu tepla vycházející z Nusseltovy analýzy by byl pro

počáteční sekce výměníku zatížen chybou přesahující 500 %. S úbytkem parní fáze a zpomalováním proudění by sice rozdíl klesal, avšak je třeba mít na paměti, že v koncové oblasti výměníku je (v tomto případě) plně rozvinuté turbulentní proudění kondenzátu a výpočet se musí opírat o příslušný turbulentní model.



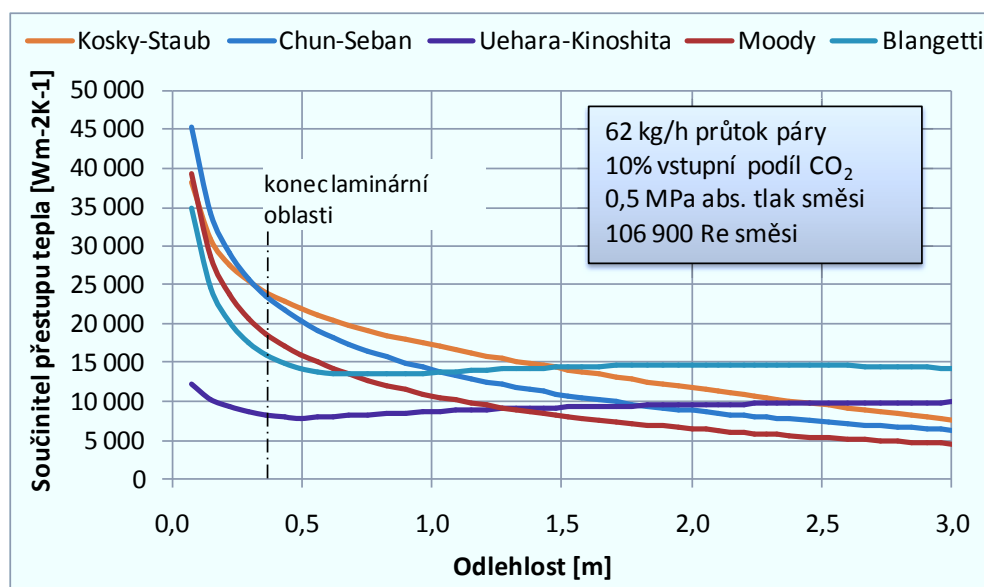
Obr. 47 Srovnání přestupních součinitelů založených na Nusseltově analýze (PPS v trubce)

Je zřejmé, že čím nižší bude vliv třecích sil, tím více se budeme blížit k podmínkám platnosti Nusseltovy teorie. Na obr. 48 je zkušební režim, kdy bylo dosaženo absolutní vstupní rychlosti směsi 12 m.s⁻¹ při průměrné rychlosti kondenzátu 0,6 m.s⁻¹. Na začátku výměníku je rozdíl jen dvojnásobný a postupně se snižuje na 10 % (konec lam. proudění). Součinitel přestupu tepla s Moodyho korekcí je průměrně ještě o dalších 15 až 17 % větší.



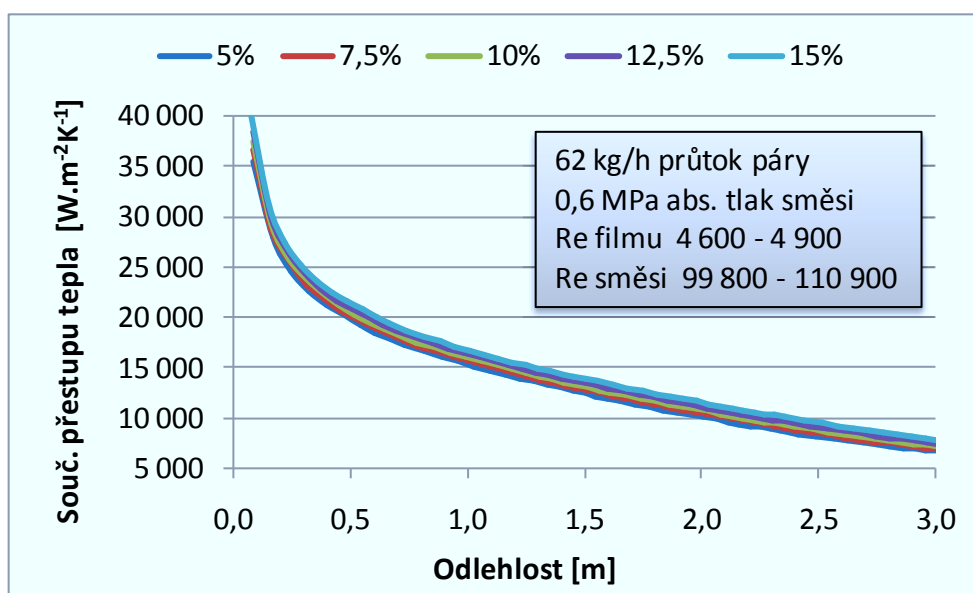
Obr. 48 Srovnání přestupních součinitelů založených na Nusseltově analýze (PPS v plášti)

Jelikož Nusseltovu teorii je možné aplikovat pouze na laminárně proudící kondenzát, musí být podstatná část výměníku řešena s využitím turbulentních modelů, které věrněji reflektují sdílení tepla v důsledku intenzivního promíchávání filmu zapříčiněného četnými vírovými rozruchy. Konfrontaci několika vybraných turbulentních modelů s korigovaným laminárním modelem (Moody) znázorňuje obr. 49. Z grafu je patrné, že všechny turbulentní modely poskytují součinitel přestupu tepla, jehož hodnoty jsou znatelně vyšší, než odpovídá laminárnímu modelu.



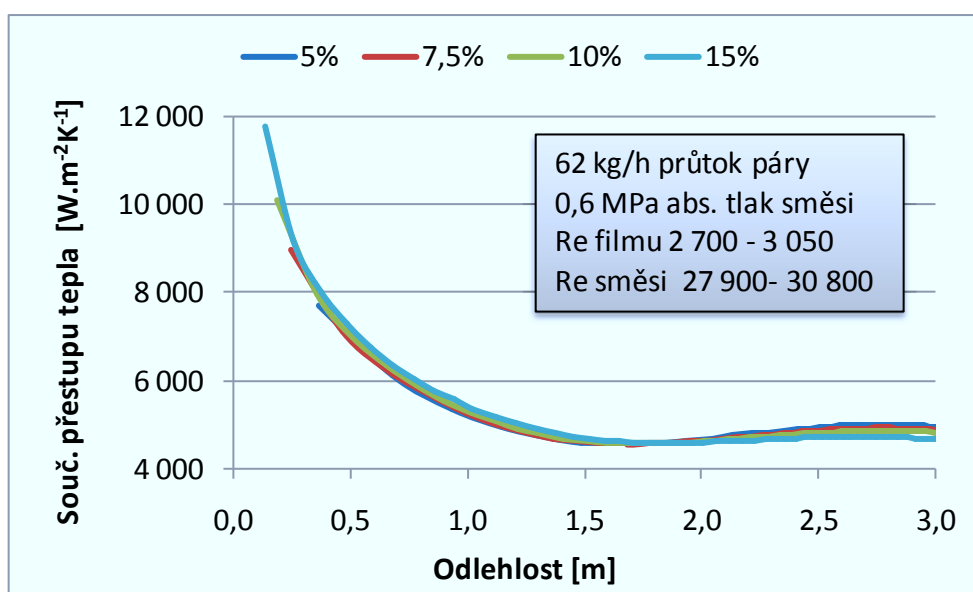
Obr. 49 Srovnání přestupních součinitelů pro různé turbulentní modely (PPS v trubce)

Mezi výslednými součiniteli přestupu tepla stékajícího kondenzátu v rámci jedné tlakové hladiny jsou rozdíly nepatrné, přesto lze vypočítat, že nejmenší tepelný odpor filmu je kladen v případě směsi s nejvyšším obsahem CO₂. Při nižším podílu inertu je celkový kondenzační proces intenzivnější, což se projevuje na větším objemu zkondenzované páry a zesílení tloušťky filmu. Adekvátně k tomu dochází ke snižování součinitele přestupu tepla (obr. 50).



Obr. 50 Součinitel přestupu tepla filmu (PPS v trubce)

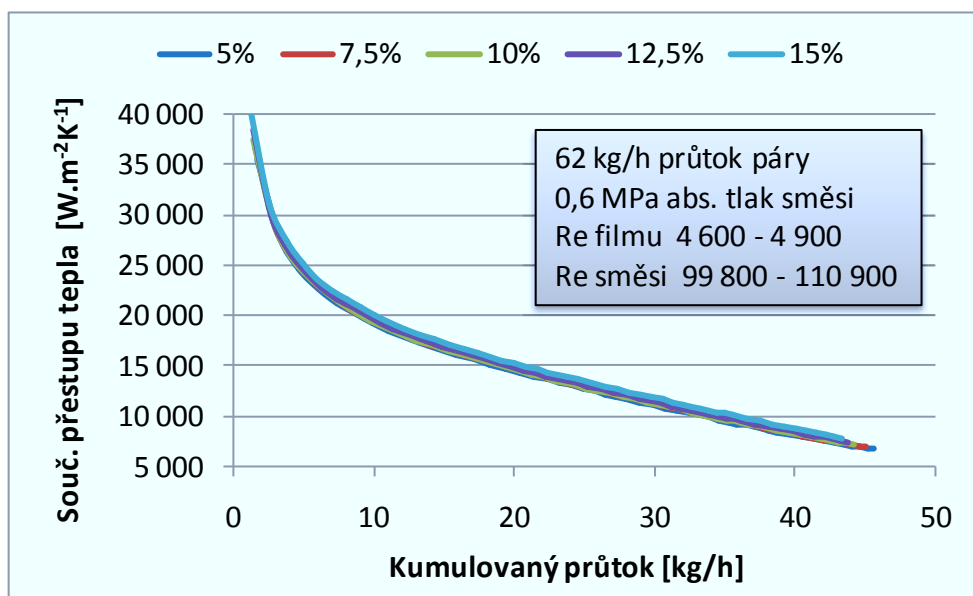
Podobné trendy lze vysledovat i v případě proudění směsi v plášti, kde je ovšem vlivem vyšších součinitelů přestupů tepla na sekundární straně dosahováno intenzivnějšího odvodu tepla ze směsi. Objem kondenzátu ve filmu je tak vyšší a současně je více podchlazený, což vede ke snižování viskozity a následně k utlumování vlnění na povrchu filmu. To vše se promítá do velikosti součinitele přestupu tepla, který je v druhé polovině výměníku prakticky konstantní v důsledku velmi pozvolného nárůstu tloušťky filmu (obr. 51).



Obr. 51 Součinitel přestupu tepla filmu (PPS v plášti)

Množství zkondenzované páry je měřítkem výkonu přenášeného ze směsi do chladicí vody v sekundárním okruhu. Z toho by se dala vyvodit domněnka, že při uvolnění určitého množství tepla je objem zachyceného kondenzátu prakticky stejný při všech testovaných

koncentracích v rámci jedné tlakové hladiny, kdy lze předpokládat přibližně stejná kondenzační tepla. Ve skutečnosti však tento objem zkondenzuje na různě velkých teplosměnných plochách, což naznačuje, že výkon ani objem kondenzátu není vhodný prostředek pro porovnávání součinitele přestupu tepla filmu napříč koncentračním polem. Přesto trend poklesu součinitele s klesajícím vstupním obsahem CO_2 ve směsi je evidentní (obr. 52).

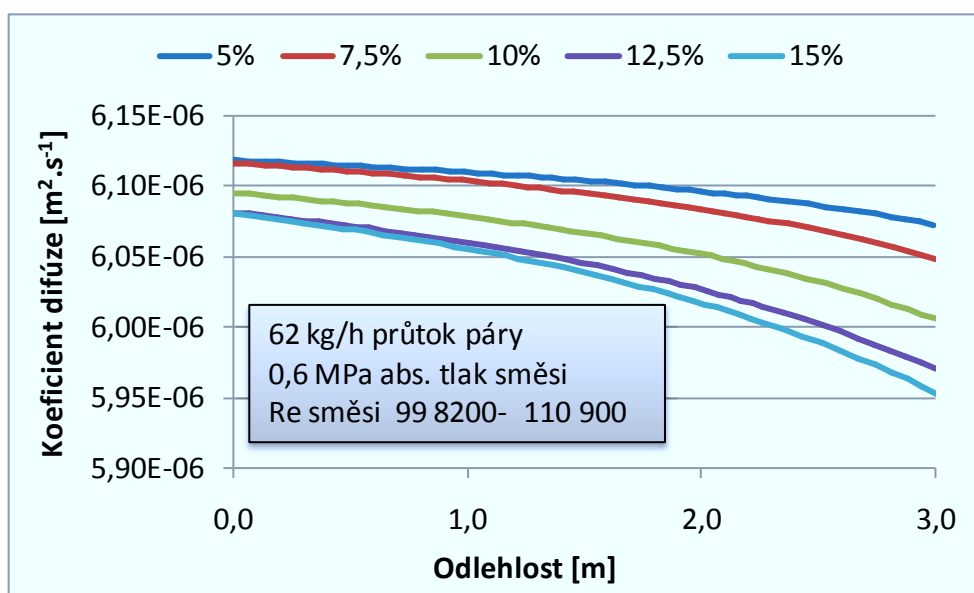


Obr. 52 Součinitel přestupu tepla filmu v závislosti na množství kondenzátu (PPS v trubce)

7.3. Součinitel přestupu tepla paroplynové směsi

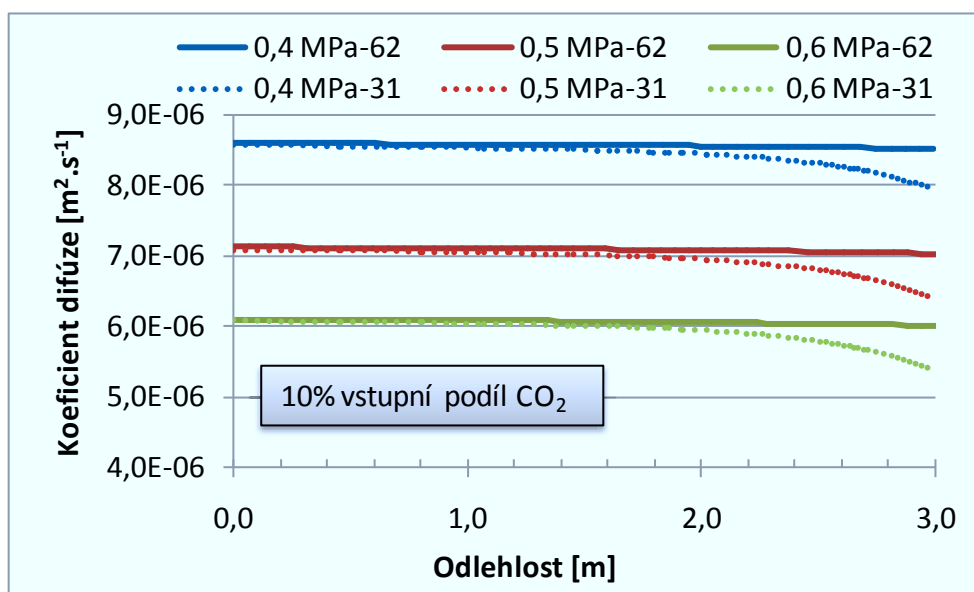
Difuzivita

Koeficient difúze je dán exponenciální funkcí, jejímž základem je teplota a exponentem číslo větší než jedna (např. 1,75 ve Fullerově variantě, rovnice 1.6). Proto nejvyšších hodnot difuzivita nabývá při nejmenším podílu inertu ve směsi (obr. 53), kdy je parciální tlak, a tím i teplota sytosti (rovná teplotě směsi), maximální.



Obr. 53 Vliv vstupního složení směsi na koeficient difúze (PPS v trubce)

Nepřímo úměrný vliv tlaku na míru difúze páry směsí je patrný z obr. 54. Malá proměnlivost koeficientu difúze po délce výměníku u režimů s 62 kg.h⁻¹ páry je způsobena nízkým stupněm separace, v jejímž důsledku je teplotní difference mezi vstupní a výstupní teplotou směsi pouze cca 5°C. U režimů s polovičním průtokem páry s účinností separace blížící se k 95 % tato difference představuje i více než 80°C.

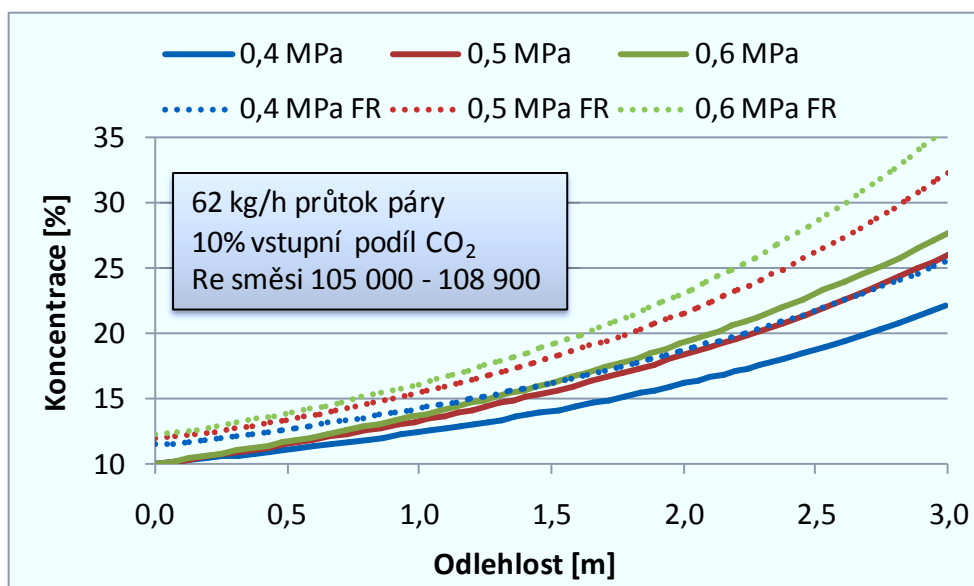


Obr. 54 Vliv tlaku směsi na koeficient difúze (PPS v trubce)

Kondenzační vodivost

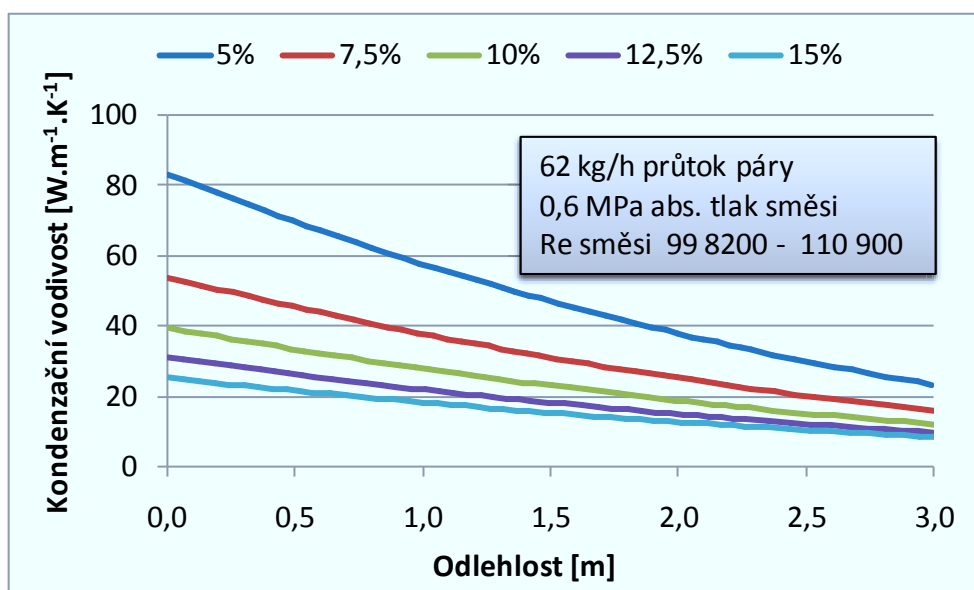
Kondenzační vodivost byla zavedena jako analogie k tepelné vodivosti, aby bylo možné procesy přenosu tepla a hmoty popisovat podobnými kritériálními rovnicemi. Na rozdíl od

tepelné vodivosti se nejedná o fyzikální vlastnost, ale funkci koeficientu difúze a gradientu objemových koncentrací mezi směsí a fázovým rozhraním.

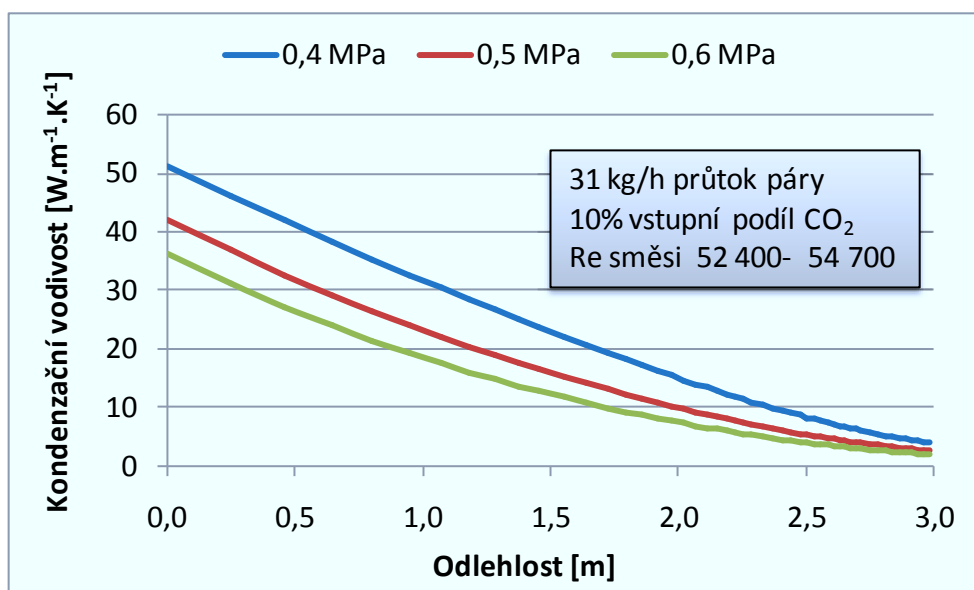


Obr. 55 Profil koncentrací CO₂ na fázovém rozhraní (PPS v trubce)

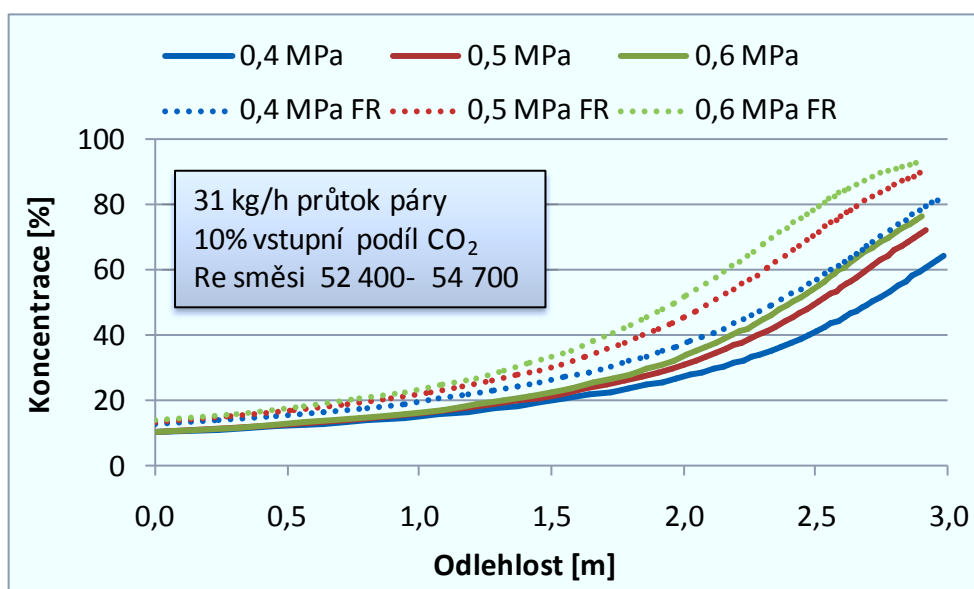
S postupným rozvojem kondenzace, kdy dochází jednak k ochlazování směsi a s tím spojeným poklesem koeficientu difúze (obr. 53), zvyšuje se také koncentrační spád mezi CO₂ v objemu směsi a na fázovém rozhraní jak ilustruje obr. 55. Důsledkem těchto jevů je klesající velikost kondenzační vodivosti s probíhající délkou výměníku, přičemž tento trend je výraznější u režimů s polovičním parním výkonem (obr. 57), kde jsou výstupní koncentrace inerty ve směsi mnohem větší (obr. 58).



Obr. 56 Kondenzační vodivost podél výměníku (PPS v trubce)

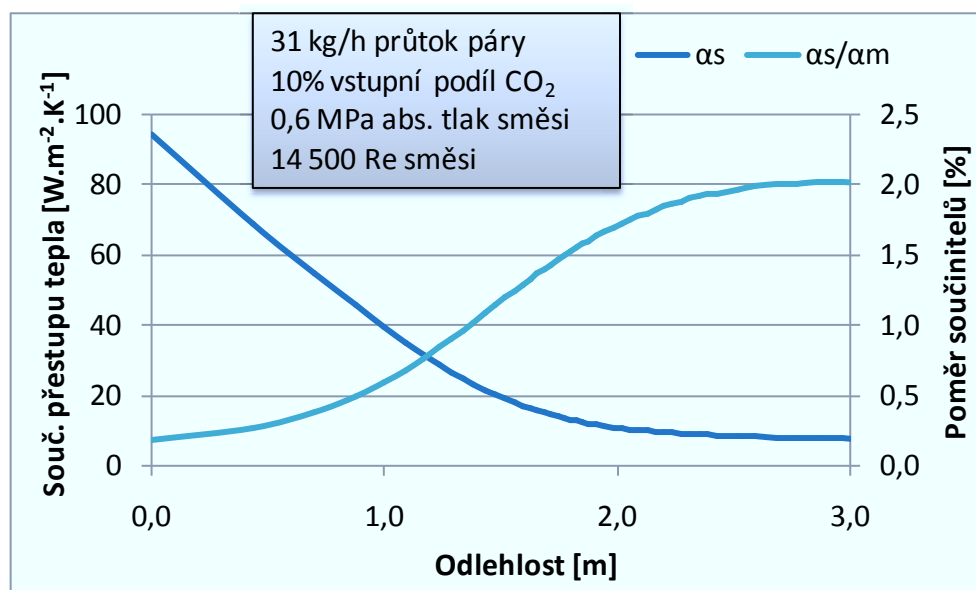


Obr. 57 Kondenzační vodivost podél výměníku (PPS v trubce)

Obr. 58 Profil koncentrací CO₂ na fázovém rozhraní (PPS v trubce)

Součinitel přestupu tepla směsi

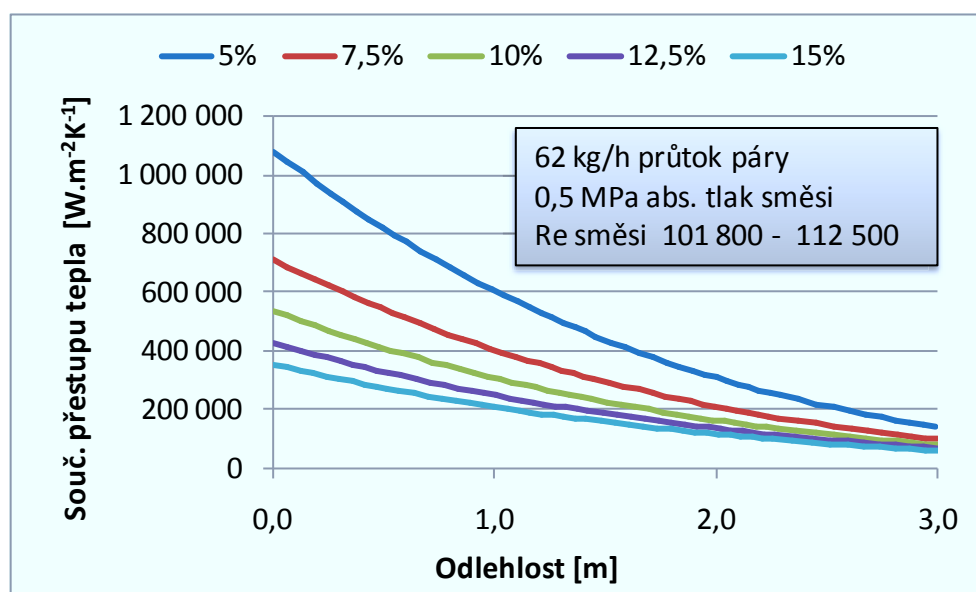
Jelikož tepelný tok ze směsi na fázové rozhraní je zčásti způsoben přenosem tepla a zčásti přenosem hmoty (viz 5.8 Vyhodnocování zkoušek), je výhodné tento tepelný tok vyjádřit jedním přestupním součinitelem, který zohledňuje společné působení konvekce a difúze. Kondenzační složka součinitele α_{cond} je zpravidla mnohonásobně větší než citelná složka α_s , přičemž ve většině experimentálních zkoušek nepřevyšoval podíl citelné složky 2 %. Režim s nejvyšším podílem, který je současně charakteristický nejnižšími rychlostmi směsi a tomu odpovídajícími Re čísly, znázorňuje obr. 59.



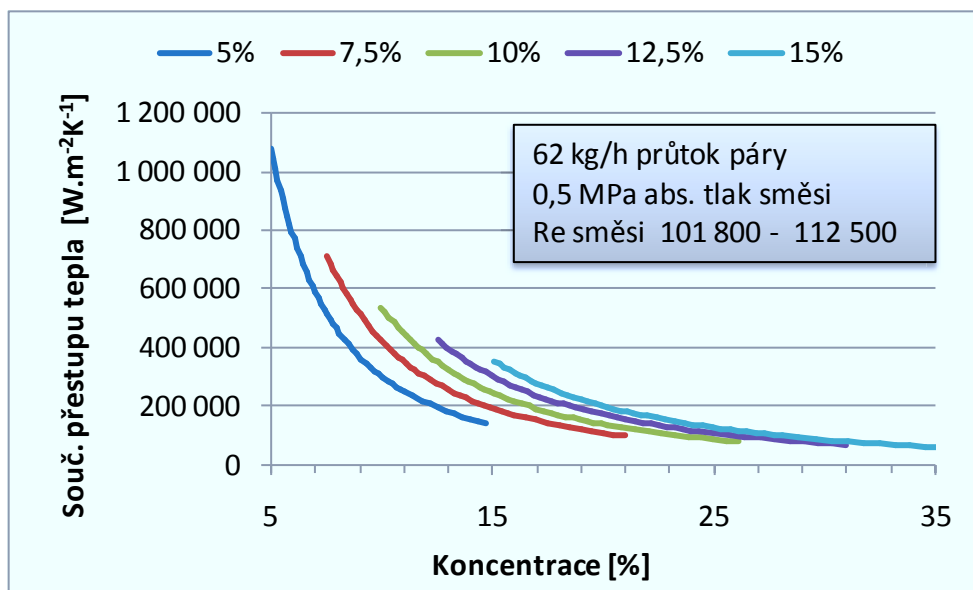
Obr. 59 Citelný součinitel přestupu tepla a jeho podíl na tepelném toku (PPS v plášti)

Pro výpočet obou složek součinitele přestupu tepla je možné využít vhodnou kritériální rovnici popisující rozvinuté turbulentní proudění ($Re > 10000$) směsi s $Pr > 0,7$ jakou je například Gnielinského korelace (5.67). Pro nižší hodnoty Re blíží se i k hranici přechodové oblasti byla využita kritériální rovnice (5.69), ze které vycházeli autoři studie [41] při hodnocení svých experimentálních zkoušek.

Protože součinitel přestupu tepla je přímo spojen s kondenzační vodivostí, kopírují hodnoty součinitele klesající trend kondenzační vodivosti, přičemž tento trend je navíc umocněn zmenšováním Reynoldsova čísla směsi v důsledku úbytku parní fáze (obr. 60).

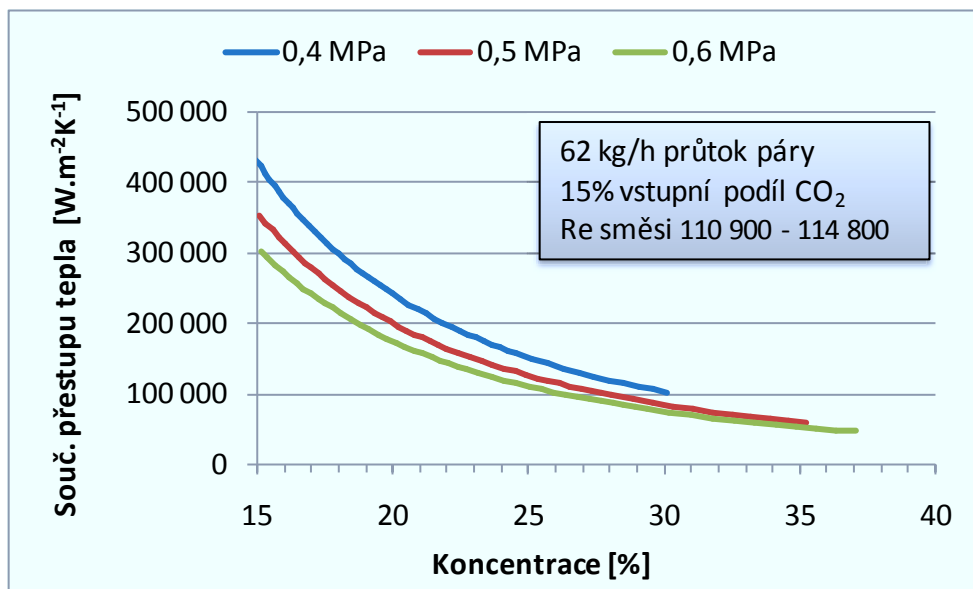


Obr. 60 Vliv vstupního složení směsi na součinitele přestupu tepla (PPS v trubce)



Obr. 61 Součinitele přestupu tepla v závislosti na lokálním složení směsi (PPS v trubce)

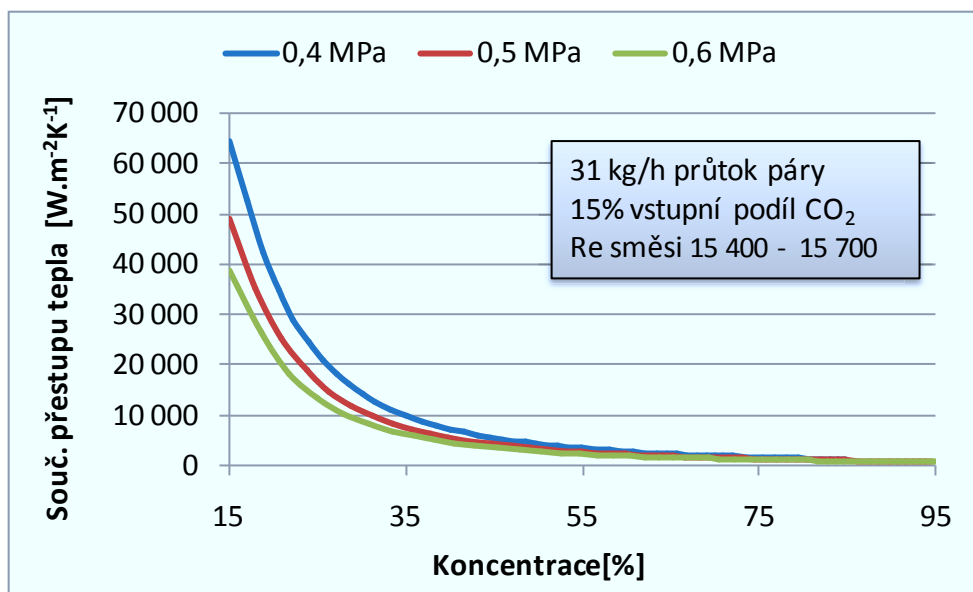
Efekt tlakové úrovně směsi na součinitel přestupu tepla je patrný z obr. 62. Je evidentní, že maximum nastává při nejmenší testované tlakové hladině, což je primárně způsobeno závislostí koeficientu difúze na tlaku směsi (obr. 54), sekundárně se pak přidává vliv mírně nižšího koncentračního gradientu CO_2 mezi směsí a fázovým rozhraním, jenž je způsoben obecně nižší intenzitou kondenzace při nižší tlakové hladině (efekt teplotního spádu dále).



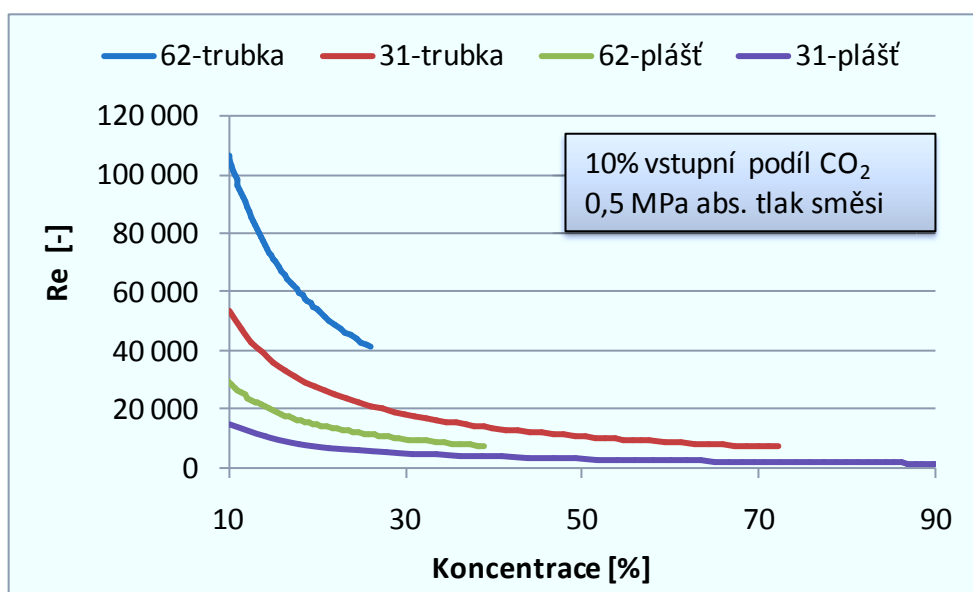
Obr. 62 Vliv tlaku směsi na součinitel přestupu tepla (PPS v trubce)

Zásadní měrou se na velikosti součinitele přestupu tepla podepisuje hmotnostní tok páry směřující k fázovému rozhraní. Řádově nižší hodnoty jsou proto dosahovány u režimů s polovičním parním výkonem (obr. 63). Tyto navíc v důsledku malých rychlostí vykazují slabě turbulentní proudění, jež přispívá k přísunu páry z objemu směsi méně intenzivně, než v

případech se silně vyvinutými vírovými rozruchy, kterých bylo dosahováno zejména při jmenovitých výkonech se směsí proudící v trubce (obr. 64).



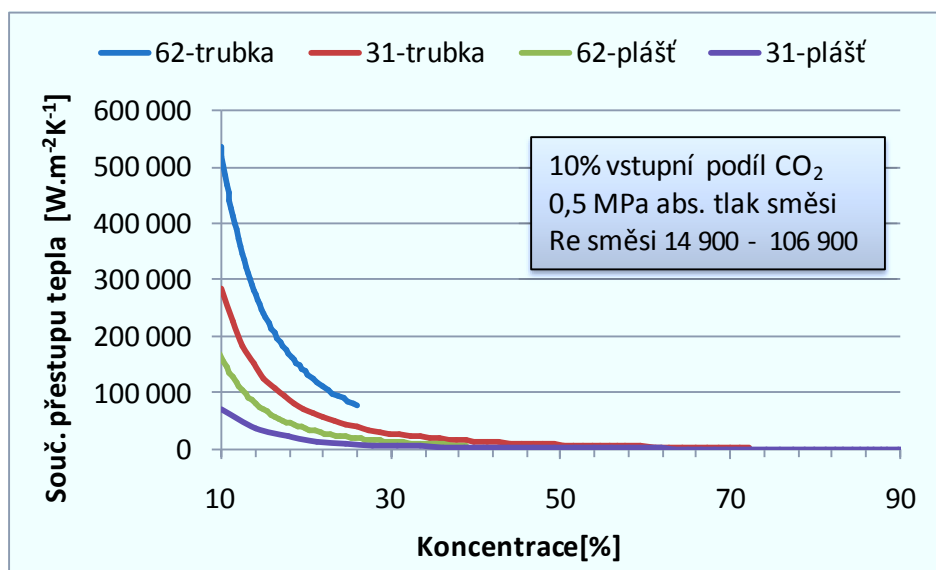
Obr. 63 Vliv tlaku směsi na součinitel přestupu tepla (PPS v plášti)



Obr. 64 Re směsi pro varianty zapojení výměníku

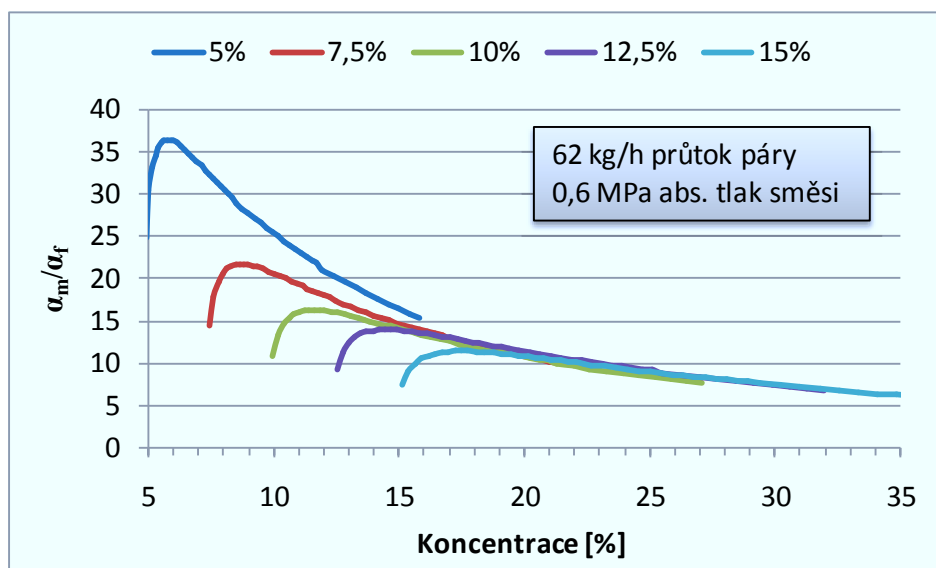
Orientační přehled lokálních součinitelů přestupu tepla směsi pro různé konfigurace zapojení výměníku a jeho tepelného zatížení zprostředkovává obr. 65. Snadno si všimneme, že v počátečních úsecích kondenzační plochy jsou tyto hodnoty velmi vysoké a několikanásobně převyšují součinitel přestupu tepla filmu. U režimů se značným stupněm separace vyjádřeným separační účinností lze však vysledovat, že od určitého okamžiku

dochází k převrácení rolí limitního faktoru prostupu tepla. Podrobněji lze tento jev pozorovat na dále uvedených grafech.



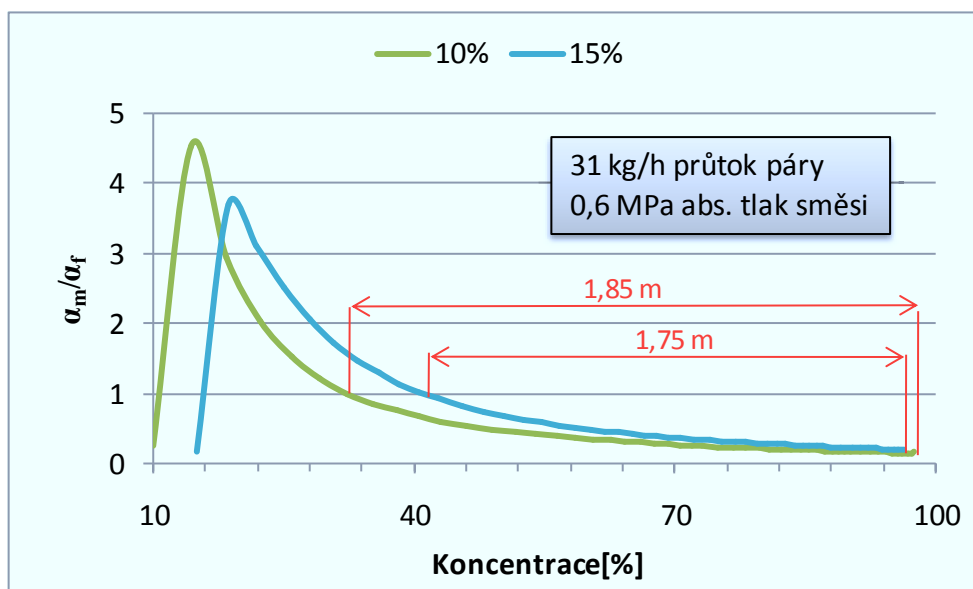
Obr. 65 Součinitel přestupu tepla směsi pro varianty zapojení výměníku

Na obr. 66 je znázorněn ukázkový případ režimů, kdy se navzdory velmi intenzivnímu kondenzačnímu procesu separační účinnost pohybuje v mezích 69 až 74 %, což indukují nízkou výstupní koncentrací CO_2 ve zbytkové směsi. Tomu také odpovídá výrazná převaha součinitele přestupu tepla směsi nad filmem na celé teplosměnné ploše, z čehož plyne, že kondenzace na primární straně výměníku je bržděna tepelným odporem vrstvy kondenzátu. Ke zlepšení situace by významně přispělo opatření v podobě konstrukčních úprav pro účelnější odvod kondenzátu, případně snížení smáčivosti povrchu za účelem přechodu ke kapičkové formě kondenzace.



Obr. 66 Poměr přestupních součinitelů tepla směsi a filmu (PPS v trubce)

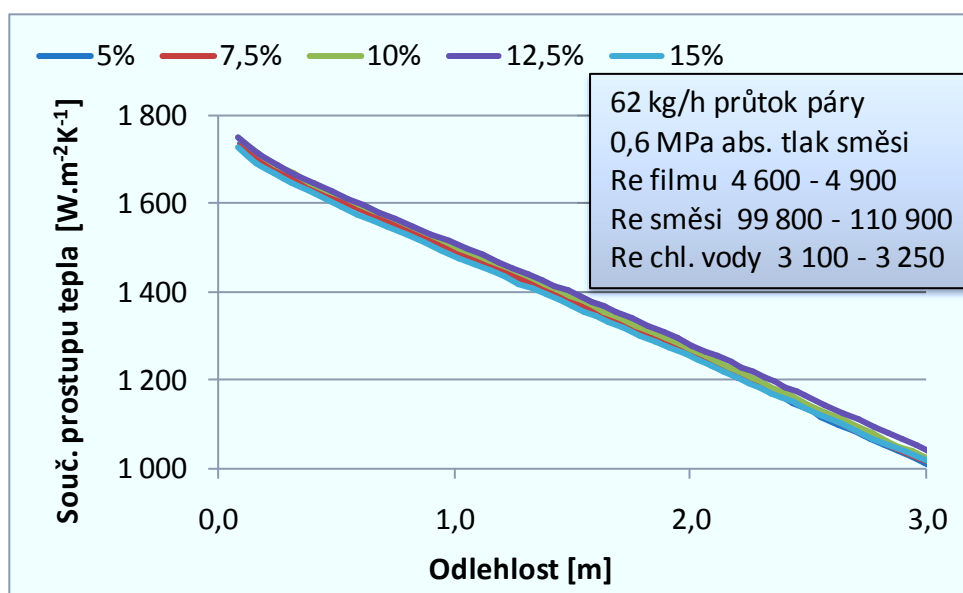
Obr. 67 naopak dokumentuje stav, kdy v důsledku enormního úbytku parní fáze (účinnost separace 95 až 96 %), a z toho plynoucího zpomalení proudění, nastává převaha tepelného odporu ve směsi vlivem zeslabení konvekce i difúze. Na více než polovině délky výměníku je tedy součinitel přestupu tepla směsi určujícím parametrem sdílení tepla v primárním okruhu a v takovém případě by instalace přepážkového systému neměla patřičný přínos.



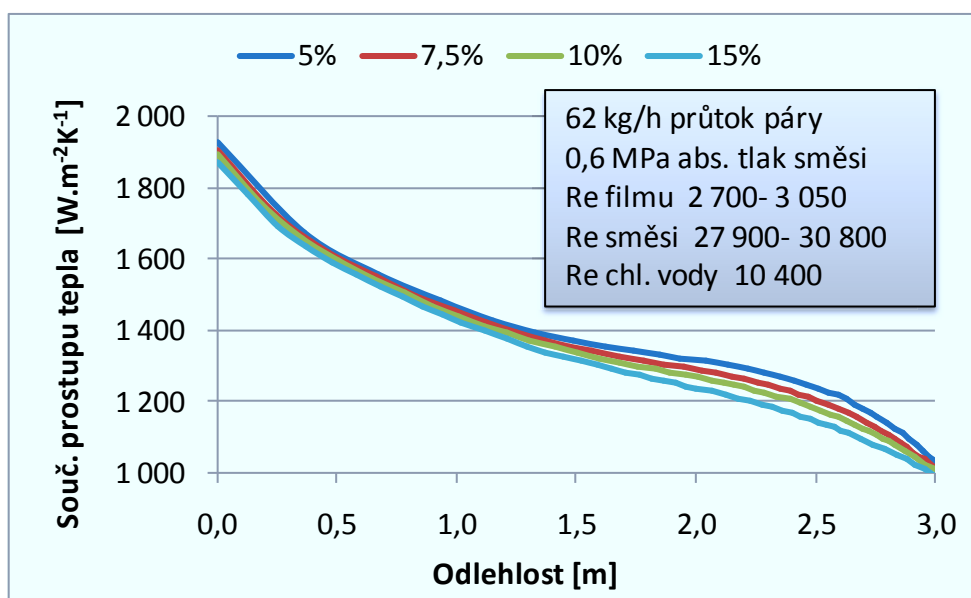
Obr. 67 Poměr přestupních součinitelů tepla směsi a filmu (PPS v plášti)

7.4. Součinitel prostupu tepla

V rámci tlakové hladiny byly pro všechny vstupní koncentrace CO_2 voleny stejně velké průtoky chladicí vody. Variační koeficient udávající relativní variabilitu vztaženou k průměrné hodnotě průtoku nepřesahuje 0,2 %, což značí minimální odchylku mezi testovanými režimy. V případě Re čísel chladicí vody na výstupu se sice pohybujeme nad 2% hranicí, ta je však způsobena různě velkými přenášeny výkony, a tím i mírou ohřátí vody, které má vliv na její viskozitu. Obecně se dá tedy říci, že součinitel přestupu tepla vody je v rámci nastavené tlakové hladiny téměř konstantní, protože na složení směsi závisí velmi slabě. A jelikož se mnohdy (u $62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ režimů vždy) jedná o největší tepelný odpor ve výměníku, určuje výslednou hodnotu celkového součinitele prostupu tepla. Tento je pro všechny režimy velmi podobný (obr. 68) a z hlediska názornosti je v něm silně potlačen vliv ostatních mechanismů přenosu tepla (přestup tepla a hmoty na fázové rozhraní, vedení tepla filmem a stěnou).

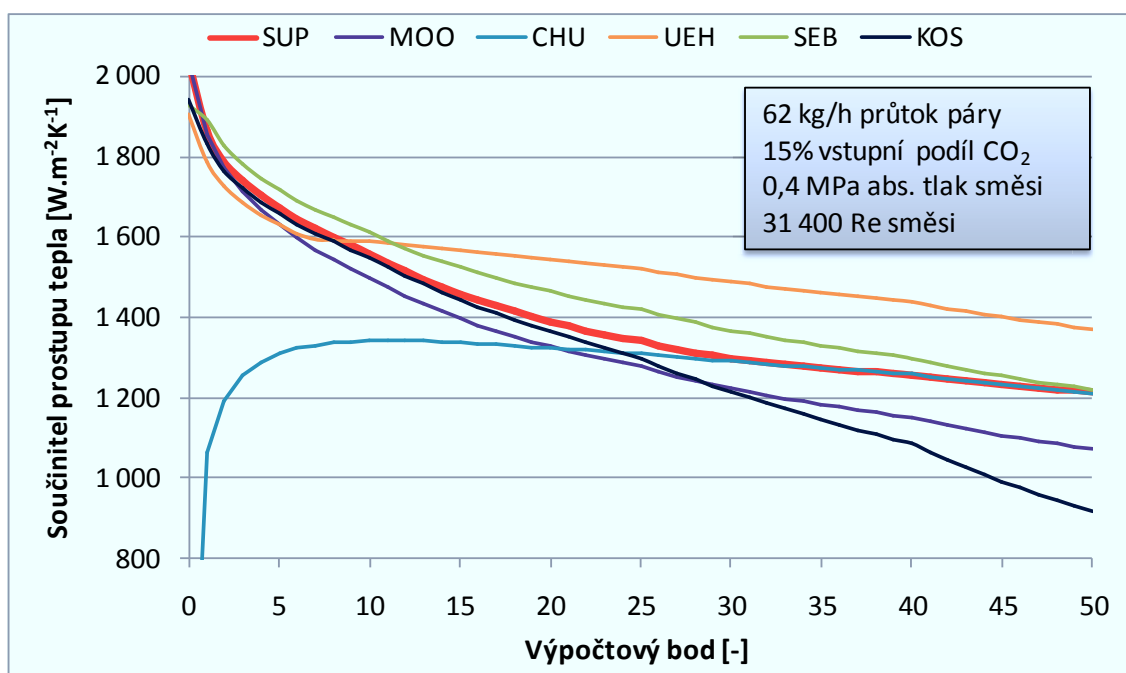


Obr. 68 Součinitel prostupu tepla (PPS v trubce)

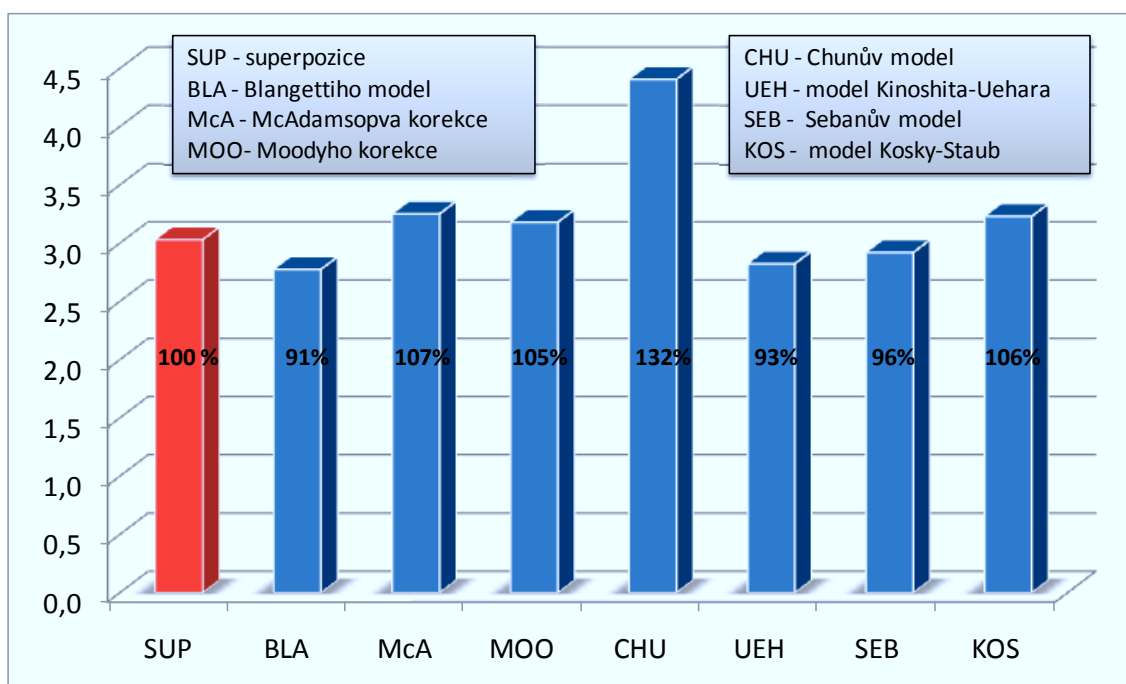


Obr. 69 Součinitel prostupu tepla (PPS v plášti)

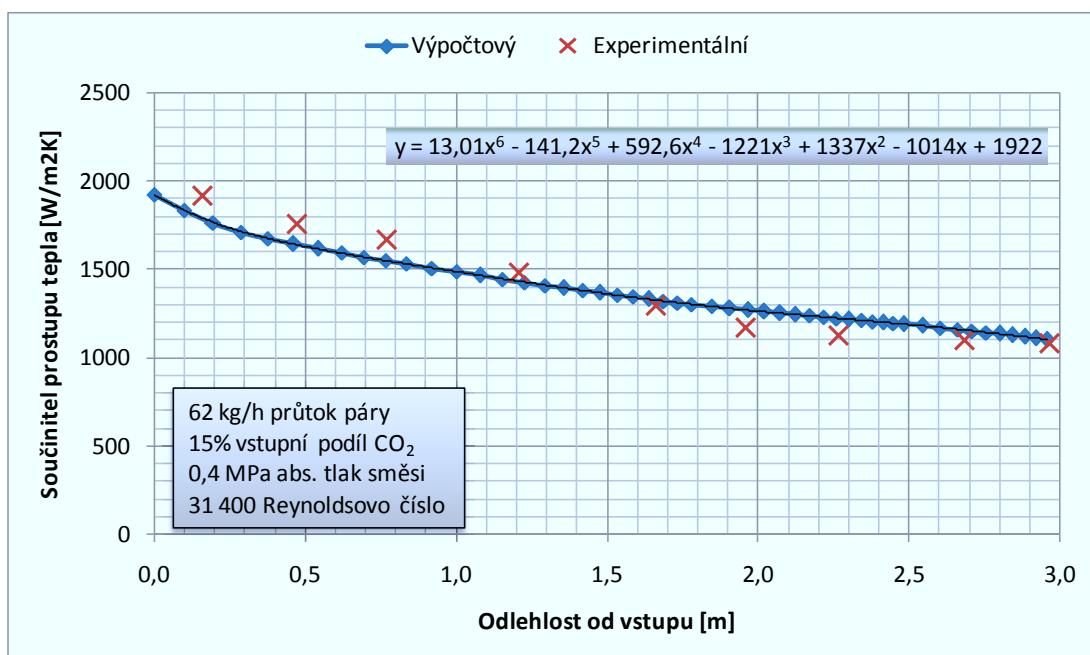
Součinitel prostupu tepla pro různé kondenzační modely znázorňuje obr. 70. Uvedeny jsou jak laminární, tak turbulentní varianty, přičemž každý byl pro srovnání aplikován na celou délku výměníku. Z toho je zřejmé, že určitý model byl použit i mimo oblast podmínek platnosti. Dopad takového zjednodušení na potřebnou velikost teplosměnné plochy ilustruje (obr. 70), kde pouze v případě kombinovaného modelu (superpozice) se shoduje skutečná konstrukční délka výměníku s výpočtovou (obr. 71).



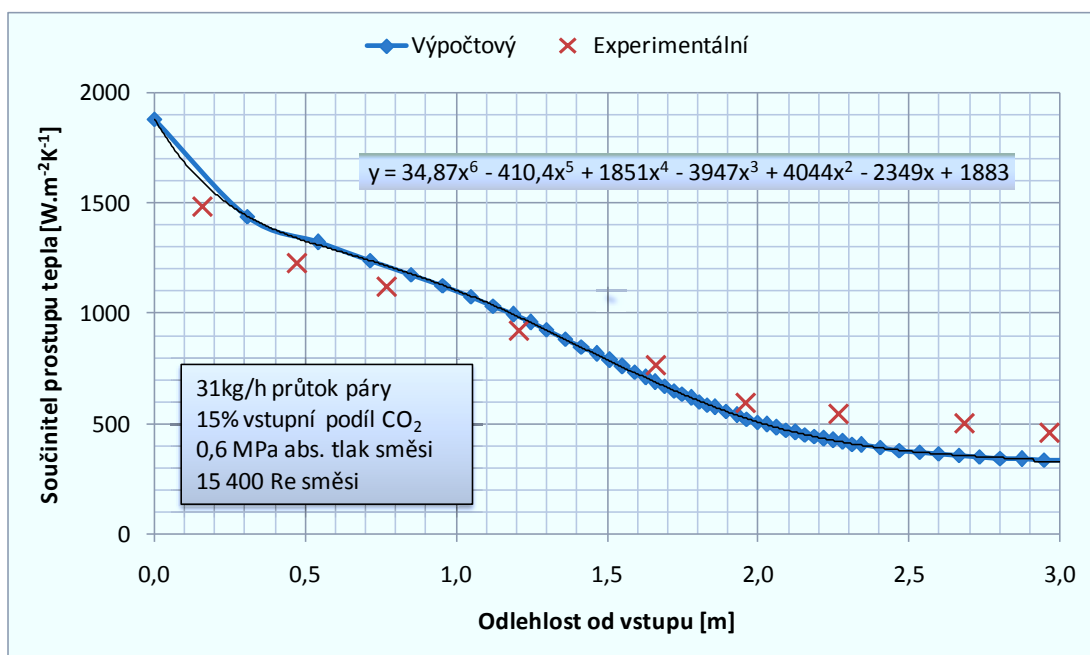
Obr. 70 Součinitel prostupu tepla v závislosti na volbě kondenzačního modelu (PPS v plášti)



Obr. 71 Shoda výpočtové a reálné délky výměníku



Obr. 72 Výpočtové vs. experimentální hodnoty (referenční průtok páry)

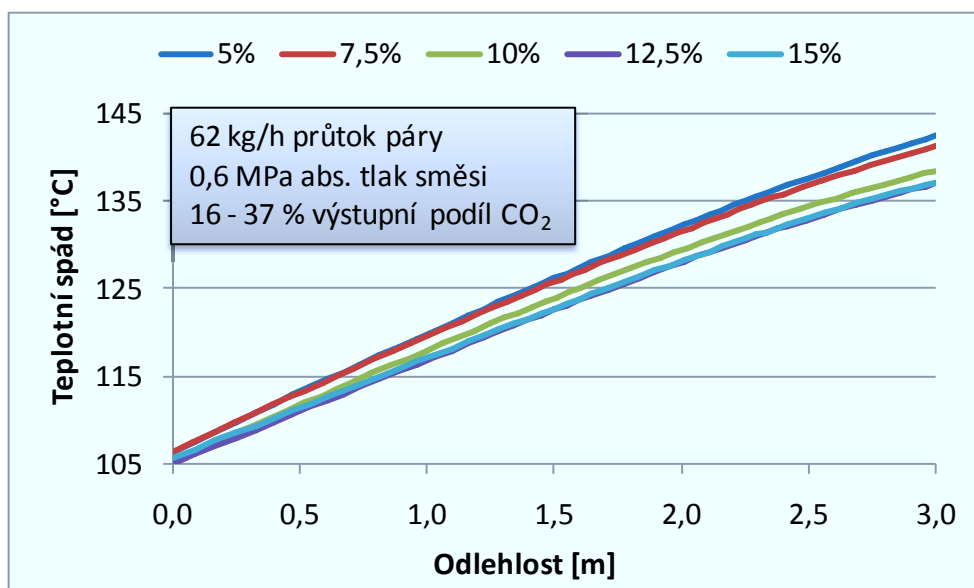


Obr. 73 Výpočtové vs. experimentální hodnoty (poloviční průtok páry)

7.5. Teplotní spád a teplotní profil

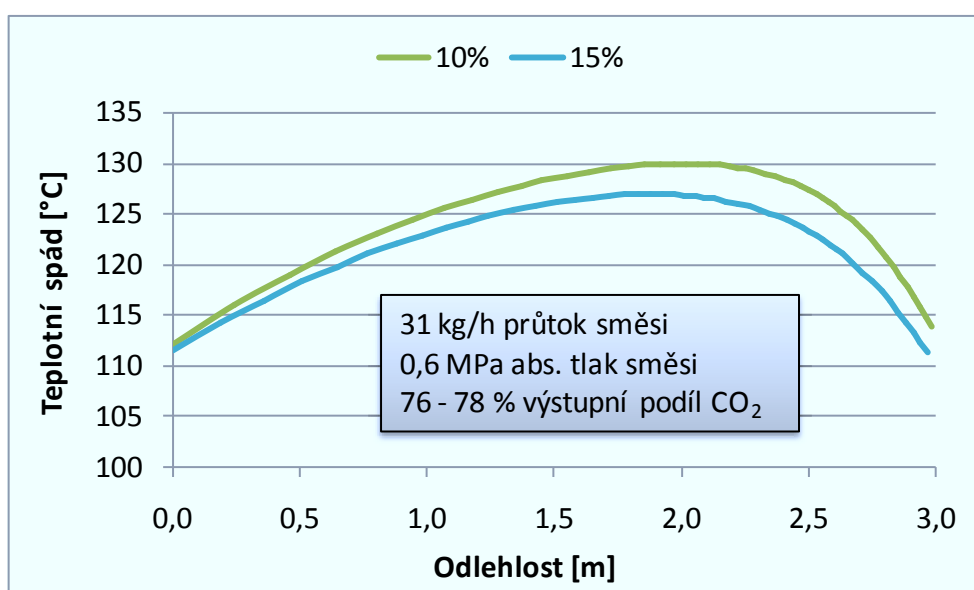
Teplotní spád je další z klíčových parametrů podílejících se na velikosti tepelného toku prostupujícího stěnou. Jedná se o parametr, který určuje výkonnostní rozdíl mezi kondenzací směsi s různým podílem CO₂. V případě režimů se jmenovitým parním výkonem se nedostatečně velká teplosměnná plocha projevuje na nízké účinnosti separace směsi a tomu

odpovídající malé čistotě plynu na výstupu výměníku. Teplotní spády mají proto vzrůstající tendenci, která vychází z protiproudého zapojení výměníku (obr. 74).



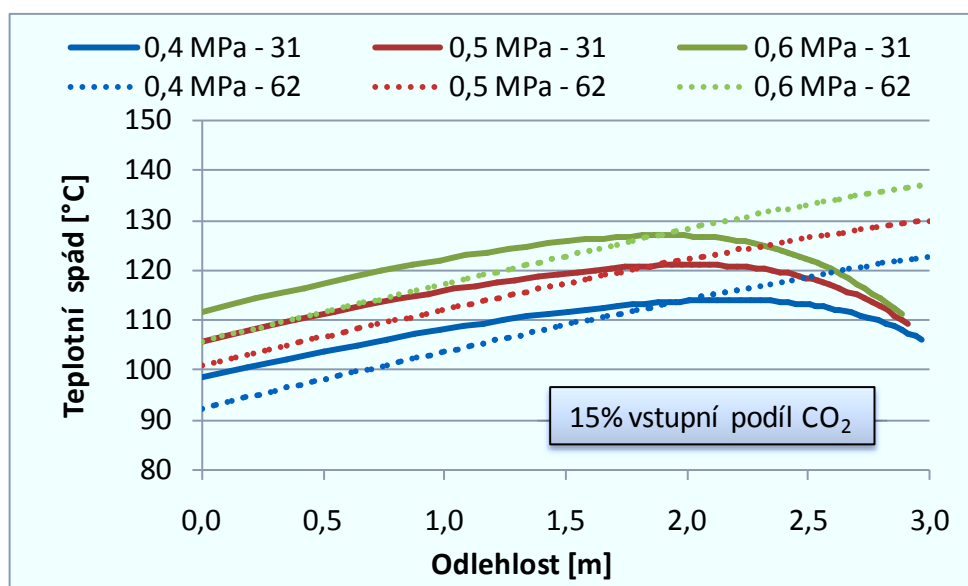
Obr. 74 Teplotní spád ve výměníku (PPS v trubce)

Při polovičním parním výkonu, kdy účinnost separace převyšuje 95 %, se plně ukazuje slabá hybná síla v koncových partiích výměníku, jelikož vysoké lokální koncentrace CO₂ snižují teplotu směsi (obr. 75). Je třeba podotknout, že uvedené teplotní spády jsou poměrně vysoké a lze je očekávat pouze v ohříváku napájecí vody reálného separačního parogenerátoru. V sekcích, kde dochází k přípravě sekundární páry, se uvažuje s teplotním spádem do 10°C. Ten je však kompenzován mnohonásobně větším součinitelem přestupu tepla vyvolaným bublinkovým varem v sekundárním okruhu separátoru.



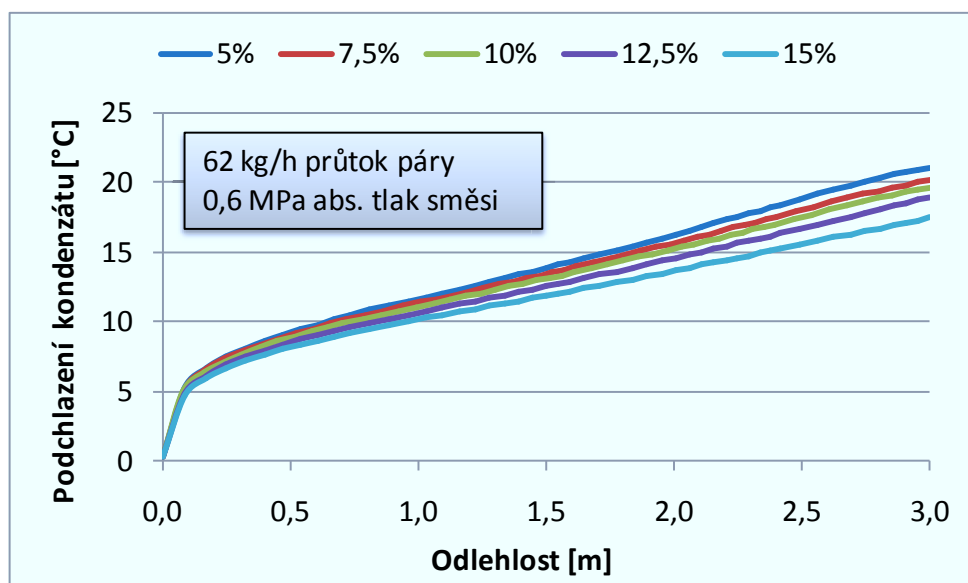
Obr. 75 Teplotní spád ve výměníku (PPS v trubce)

Významnou roli ve velikosti teplotního spádu sehrává i volba tlaku PPS (obr. 76), která má v konečném důsledku větší vliv než volba vstupního složení směsi v uvažovaném rozsahu 5 až 15 % CO₂.



Obr. 76 Teplotní spád ve výměníku v závislosti na tlakové hladině (PPS v trubce)

Při prvotním řešení tepelné bilance kondenzátoru se obvykle vychází z předpokladu, že lokální teplota kondenzátu je rovna teplotě sytosti páry (směsi). U kondenzátoru bez přepážkového systému se však vytváří poměrně silná vrstva kondenzátu, jehož tepelný odpor může dosahovat značných hodnot. To se projeví na teplotním spádu v samotném filmu, který se pohybuje v řádu jednotek až desítek °C (obr. 77). S tímto jevem (subcooling) je třeba počítat a předběžnou tepelnou bilanci korigovat, jelikož skutečně odvedený výkon je o několik procent vyšší.

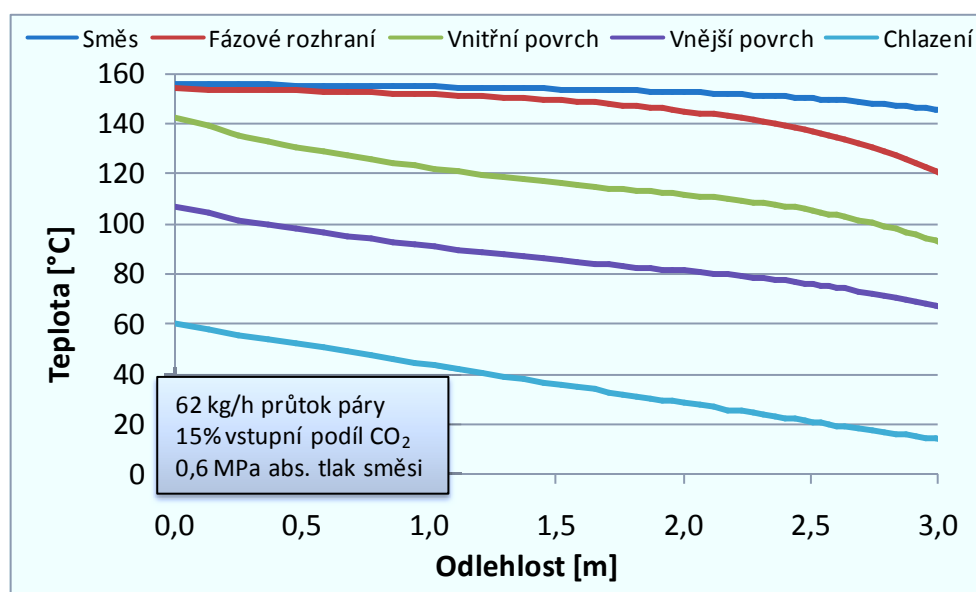


Obr. 77 Podchlazení kondenzátu po délce výměníku (PPS v trubce)

Pro všechny režimy se jmenovitým parním výkonem (referenční průtok 62 kg.h^{-1}) je příznačná nedostatečná velikost teplosměnné plochy pro separaci směsi s účinností blížíící se k hranici 98 %, která by zaručovala vysokou výstupní čistotu CO_2 . Tato skutečnost se odráží v obr. 78, kde křivka teploty směsi vykazuje pozvolný pokles, jenž je zapříčiněn snižováním parciálního tlaku páry vlivem rostoucí koncentrace inertu ve směsi.

Strmější průběh teploty fázového rozhraní je dán vyšším koncentračním gradientem CO_2 mezi objemem směsi a fázovým rozhraním a také větším odvodem citelného tepla kondenzátu na úkor kondenzačního tepla, jehož podíl postupně klesá v důsledku zhoršené difúze páry ke stěně.

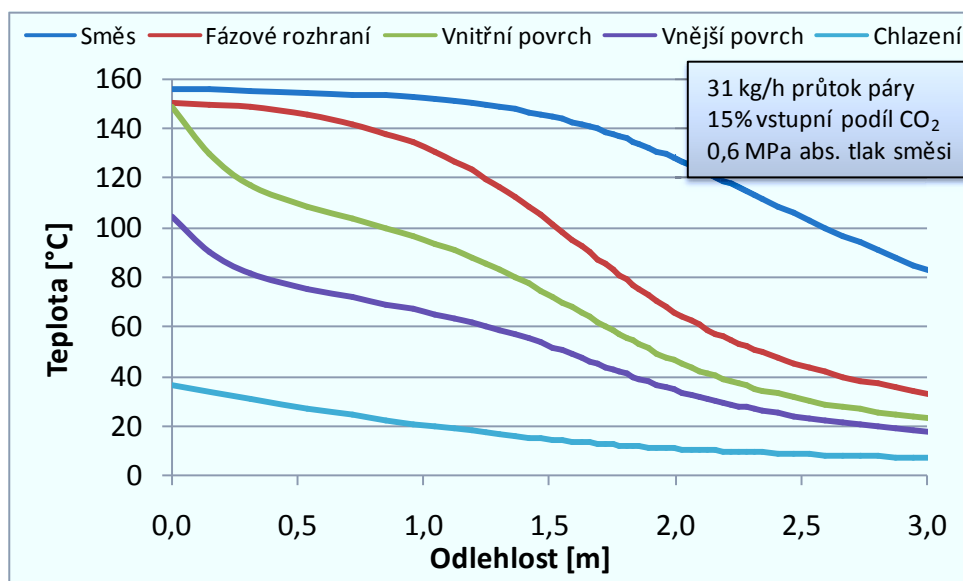
Za povšimnutí jistě stojí teplotní difference ve stěně trubky oddělující primární a sekundární okruh výměníku. Jde o hodnotu blížíící se až k 40°C , což plyne z vysoké hustoty tepelného toku stěnou z austenitické oceli, pro niž je charakteristická malá tepelná vodivost ($15 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ při 20°C).



Obr. 78 Teplotní profily ve výměníku (PPS v plášti)

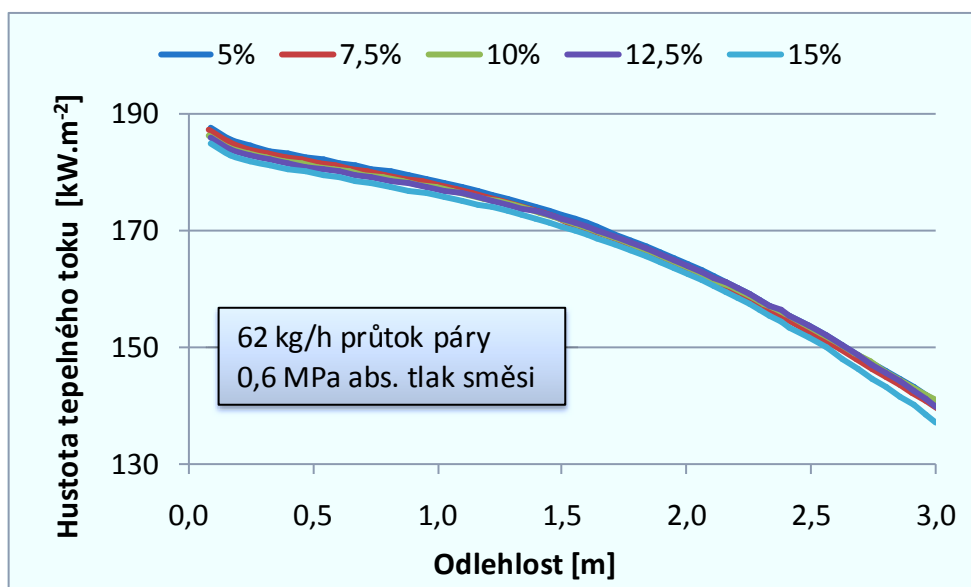
Na příkladu režimu s polovičním parním výkonem (obr. 79) je patrné podstatně větší ochlazení směsi průchodem výměníku, které pramení z téměř kompletní separace směsi. Výstupní čistota plynu činí 96 %, čemuž odpovídá teplota směsi 82°C . K výraznému zhoršení součinitele přestupu tepla na konci výměníku se tak přidává efekt redukováného teplotního spádu. Další vychlazování směsi za účelem zvýšení stupně separace pak vyžaduje neúměrně velkou teplosměnnou plochu, která určuje náklady na zhotovení separátoru. Z výše uvedeného vyplývá, že ekonomicky přijatelné zařízení nebude schopno zajistit dokonalou separaci směsi a přes vysoké koncentrace CO_2 bude plyn obsahovat určité množství zbytkové vlhkosti, která

v absolutním měřítku bude představovat značné objemy páry, které si vyžádají dodatečné zpracování.



Obr. 79 Teplotní profily ve výměníku (PPS v plášti)

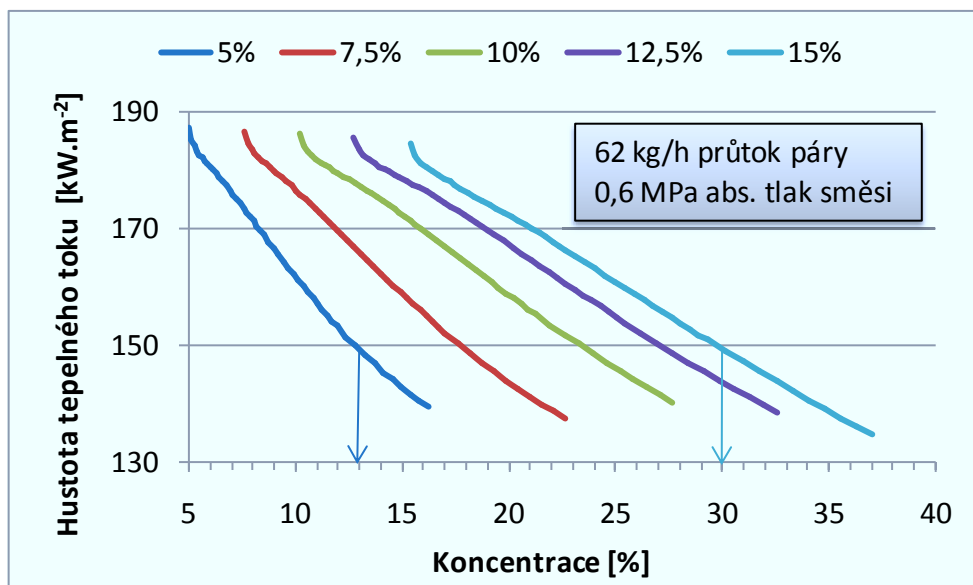
7.6. Hustota tepelného toku



Obr. 80 Hustota tepelného toku po délce výměníku (PPS v trubce)

Odvozovat velikost tepelného toku od okamžitého složení směsi je dosti problematické vzhledem ke skladbě tepelných odporů. Pára ve směsi s nižším podílem nekondenzující složky sice ochotněji proniká k fázovému rozhraní, což se odráží v součiniteli přestupu tepla směsi (obr. 60), ale současně se snižuje součinitel přestupu tepla filmu, který je na primární

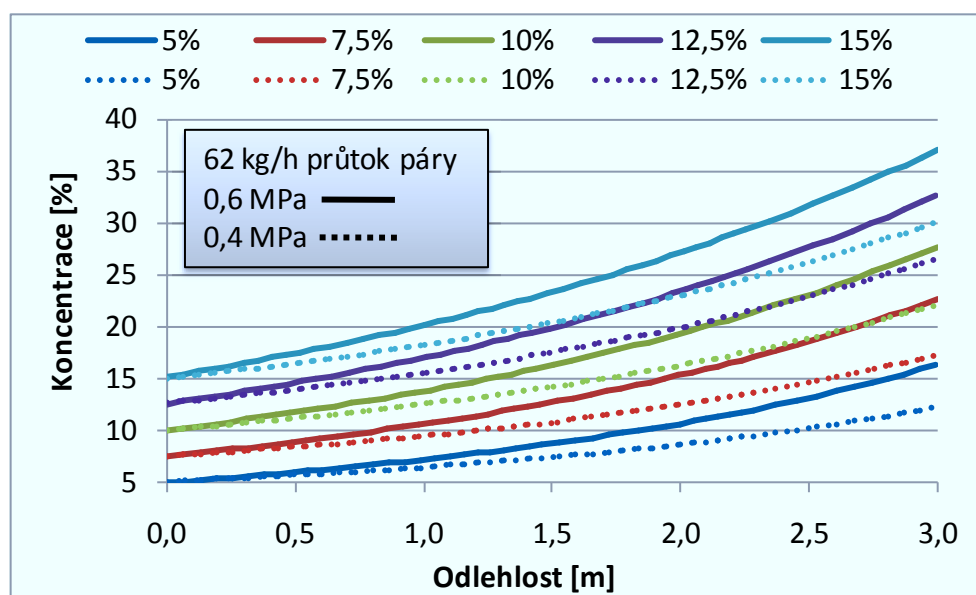
straně obvykle určujícím tepelným odporem. To je příčinou jevu, jenž je patrný na obr. 81, kdy tepelný tok v oblasti s 30% lokální koncentrací CO_2 je shodný s 13% koncentrací nejintenzivnějšího kondenzačního režimu.



Obr. 81 Hustota tepelného toku v závislosti na lokální koncentraci (PPS v trubce)

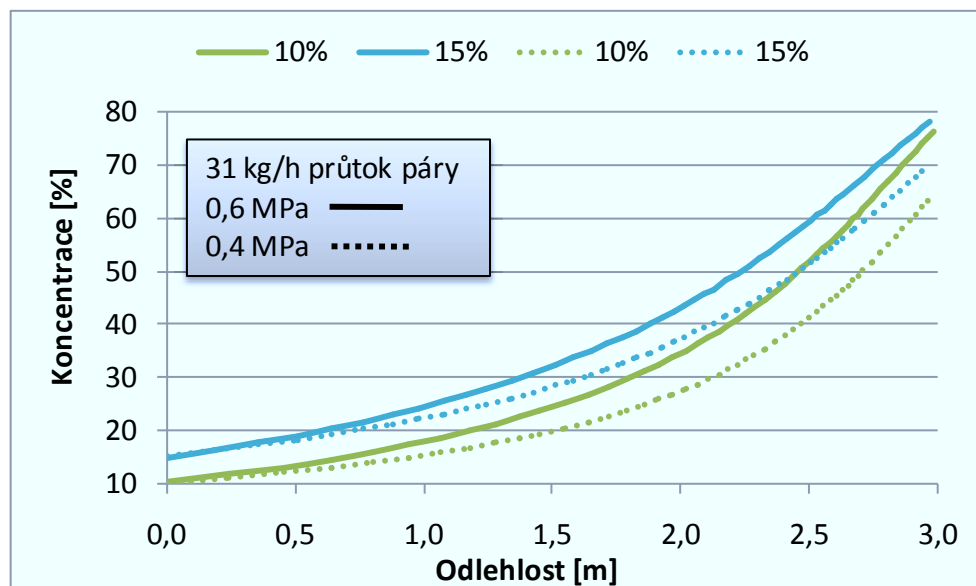
7.7. Koncentrační profil

Koncentrační profil vypovídá o průběhu separace CO_2 ze směsi a také udává výstupní čistotu plynu. Na režimech se jmenovitým parním výkonem se projevuje poddimenzování výměníku, který při nucené konvekci chladicí vody v sekundárním okruhu není schopen zajistit potřebný odvod tepla z PPS pro její dokonalou separaci. Zbytková směs proto opouští výměník s poměrně vysokou teplotou a nízkým výstupním podílem inertu, což se promítá do plochého průběhu křivek koncentrace (obr. 82).



Obr. 82 Složení směsi po délce výměníku (PPS v trubce)

Menší zatížení výměníku umožňující větší vychlazení PPS se pozitivně odráží v efektivitě separace a přijatelnější zbytkové vlhkosti směsi. Exponenciální nárůst koncentrace CO₂ v koncových partiích výměníku (obr. 83) ostře kontrastuje se silně utlumeným kondenzačním procesem, který lze vyjádřit například křivkou kumulovaného výkonu (obr. 88).

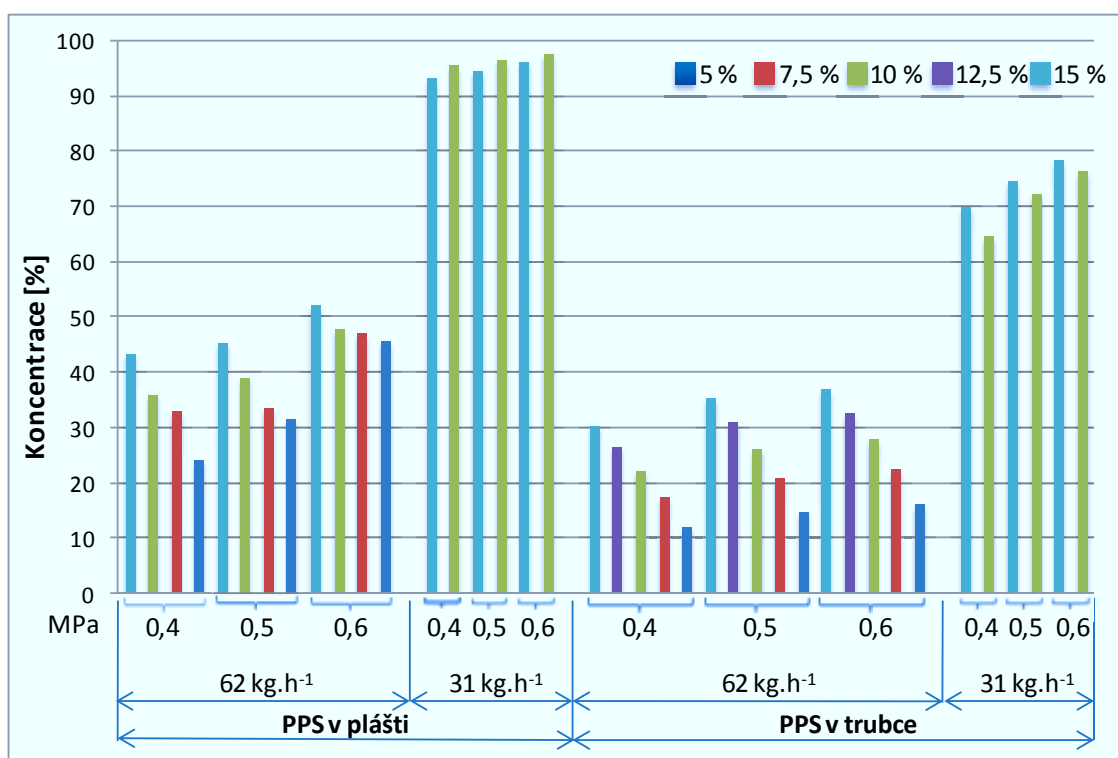


Obr. 83 Složení směsi po délce výměníku (PPS v trubce)

Účelem separačního parogenerátoru je maximální využití tepelného potenciálu paroplynové směsi při kondenzaci její parní složky. Indikátorem efektivnosti takového procesu proto je, mimo jiné, obsah zbytkové vlhkosti, respektive koncentrace CO₂ na výstupu primárního okruhu.

V tomto ohledu bylo uspokojivých výsledků na testovaném segmentu dosaženo pouze v případě polovičního parního výkonu s prouděním směsi v plášti (obr. 84). Jedná se o jedinou sérii režimů, kdy bylo zajištěno natolik intenzivní chlazení stěny výměníku, že hlavní tepelný odpor se v průběhu kondenzace přesunul z vody v sekundárním okruhu do směsi v okruhu primárním. Pro všechny ostatní režimy je typické tlumení kondenzace právě vlivem slabého odvodu tepla po celou délku výměníku. Rozdíl proti odpařovacímu segmentu separátoru (vroucí pára v sekundárním okruhu) spočívá v tom, že hlavní tepelný odpor se v důsledku vysokých přestupních součinitelů na sekundární straně nachází nejdříve v jeho konstrukci a s proběhnutou délkou (vyšší koncentrací inertu) se přemísťuje opět do směsi.

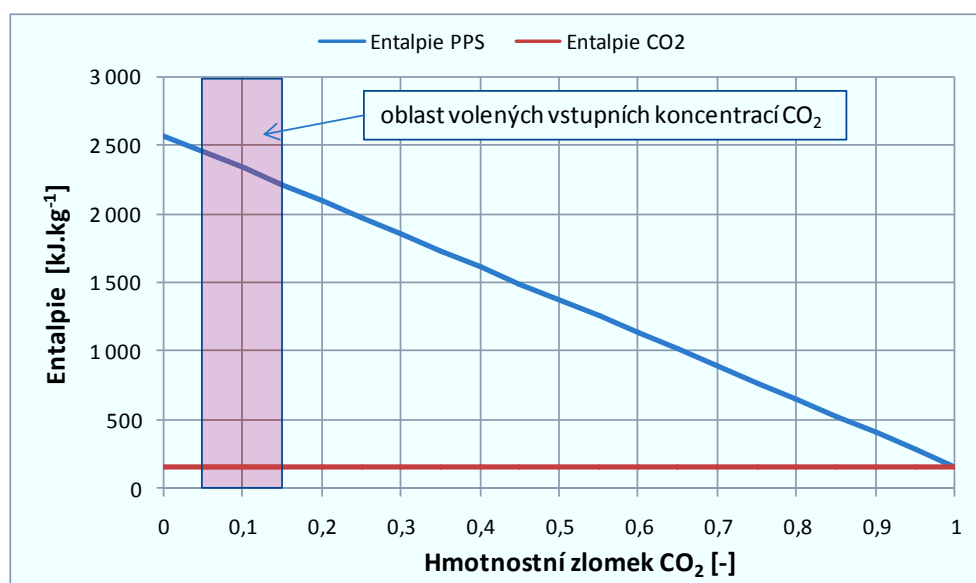
Zde je vhodné připomenout, že cílem experimentálních měření nebyla nutně dokonalá separace ve všech zkušebních režimech, ale posouzení vlivu různých provozních parametrů na mechanismus sdílení tepla mezi primárním a sekundárním okruhem výměníku.



Obr. 84 Výstupní čistota CO₂

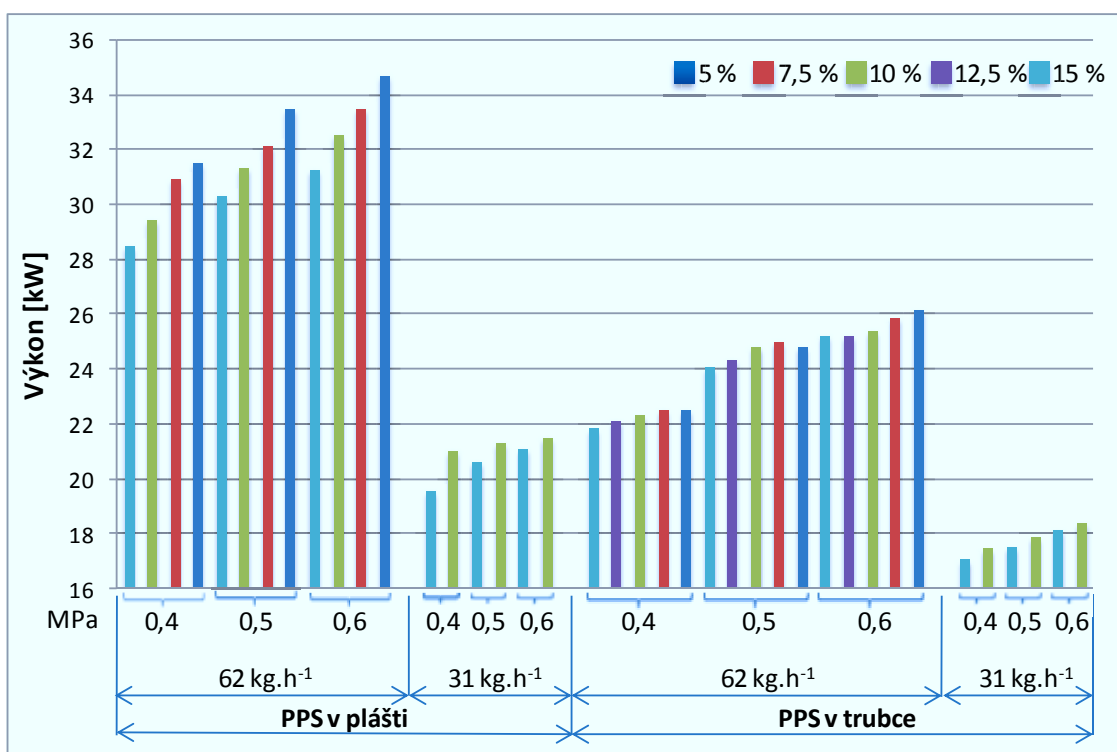
7.8. Výkon a účinnost

Entalpie PPS do značné míry závisí na složení směsi (obr. 85), jelikož entalpie CO_2 představuje přibližně 5 % entalpie páry při shodné teplotě. Nicméně právě vzhledem k uvedenému nepoměru je pro velikost tepelného příkonu rozhodující hmotnostní průtok páry. Proto lze, s přihlédnutím ke slabé variaci teploty sytosti na vstupu primárního okruhu výměníku (max. 17°C) v mezích volených tlakových hladin a vstupních koncentrací plynu, vycházet z předpokladu, že tepelný příkon je konstantní napříč režimy, přičemž pro jmenovitý referenční průtok páry ($62 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) činí $47,6 \pm 0,3 \text{ kW}$, zatímco pro 50% ($31 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) je $23,8 \pm 0,1 \text{ kW}$. Tepelný příkon je parametr, který nezávisí na konfiguraci výměníku.

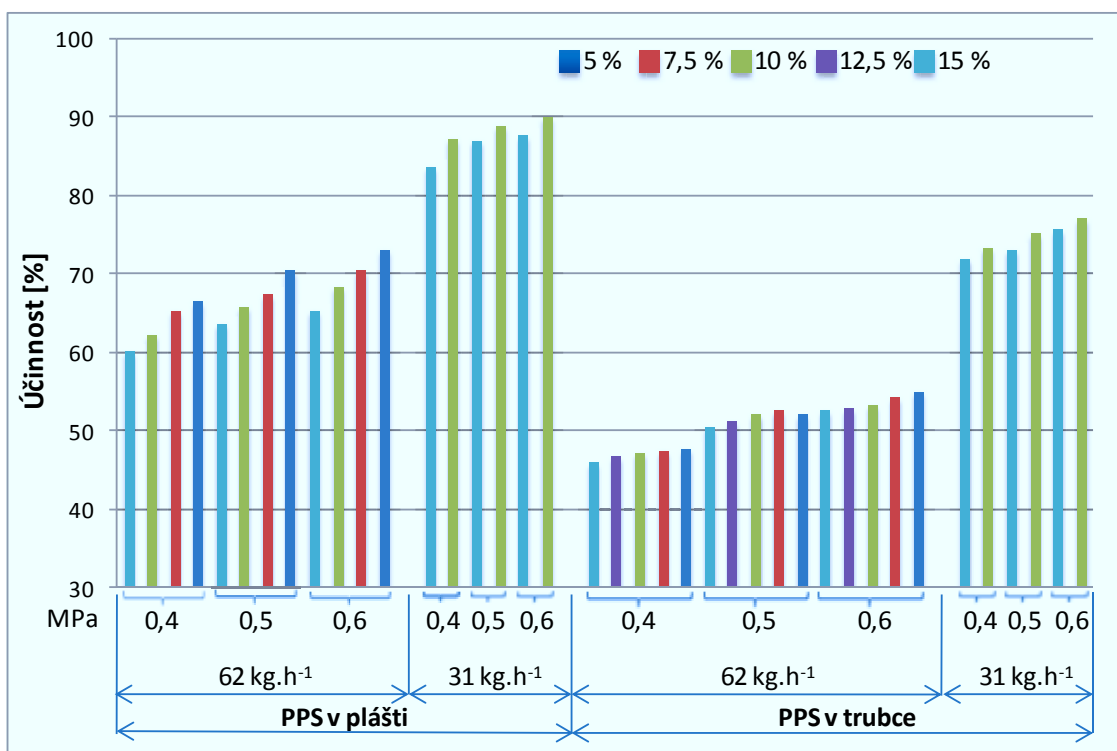


Obr. 85 Entalpie směsi v závislosti na podílu CO_2

Naproti tomu tepelný výkon představuje veličinu, která je dána jednak termodynamickými vlastnostmi pracovních látek, ale také průtokovými poměry a způsobem zapojení výměníku. Pro různé režimy proto nabývá rozličných hodnot, které definují tepelnou účinnost výměníku. Jak tepelný výkon, tak tepelná účinnost jasně reflektují vliv počátečního obsahu CO_2 na rozsah kondenzace a využití potenciálu PPS při její separaci. Trend růstu výkonu se zmenšujícím se podílem inertu ve směsi je patrný z obr. 86, z něhož je možné vysledovat poměrně výrazný rozdíl mezi režimy s nejvyšším a nejnižším zastoupením CO_2 . V případě jmenovitého průtoku páry pláštěm výměníku vede 10% zvýšení podílu CO_2 ve směsi ke stejně velkému snížení výkonu výměníku, které se pochopitelně odrazí v jeho tepelné účinnosti (obr. 87).



Obr. 86 Výkon výměníku

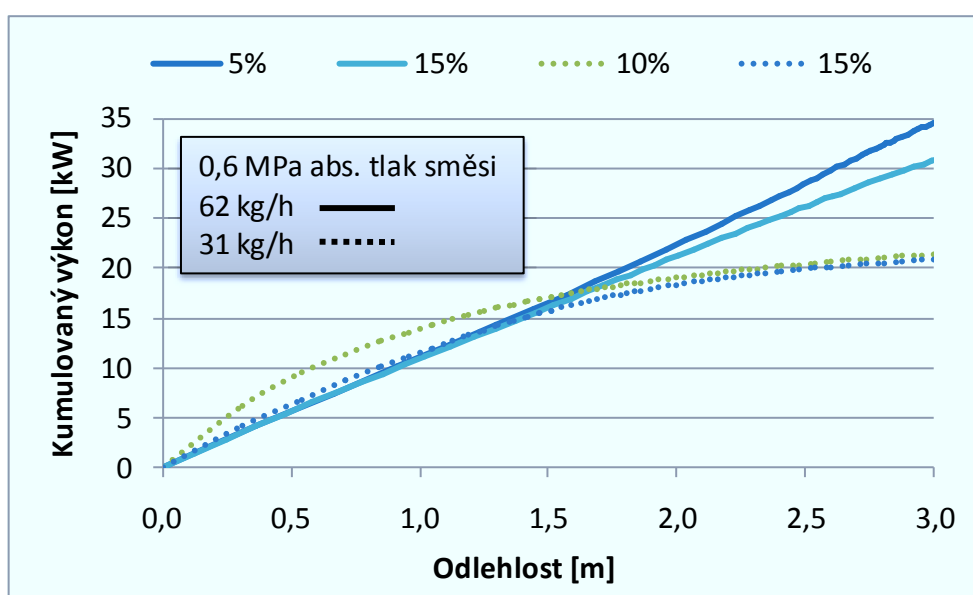


Obr. 87 Tepelná účinnost výměníku

Rozložení tepelného výkonu na teplosměnné ploše je u režimů se jmenovitým průtokem páry rovnoměrné (obr. 88), což je způsobeno nízkým stupněm separace umožňující stále ještě

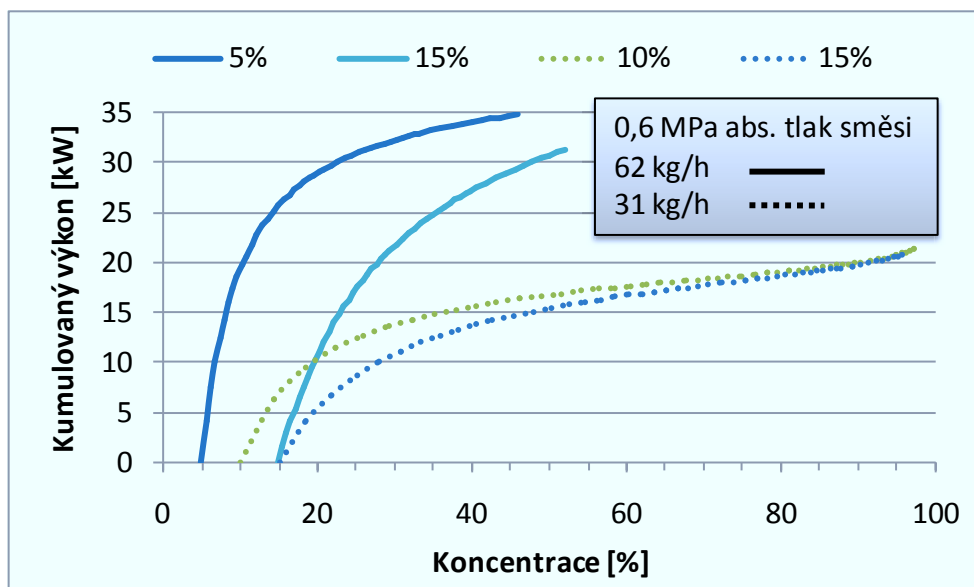
intenzivní přenos hmoty ve směsi a vydatný přísun páry k fázovému rozhraní i v koncových partiích výměníku.

Odlišná situace nastává při 50% průtoku páry, kdy velikost plochy vzhledem k tepelnému zatížení dovoluje kondenzaci většího podílu páry ve směsi a z výměníku vystupuje více koncentrovaný plyn s malým obsahem zbytkové vlhkosti (obr. 89). Zhoršení součinitele přestupu hmoty vyvolané těžko prostupnou bariérou inertního plynu na fázovém rozhraní a dramatické zpomalení proudění směsi se okamžitě projevuje na snížené schopnosti odvodu tepla ze směsi do pracovního média v sekundárním okruhu výměníku. Důsledkem toho je výrazně méně efektivně pracující koncový úsek separátoru, který se na přeneseném výkonu podílí nepatrně a za cenu neúměrně velké teplosměnné plochy.



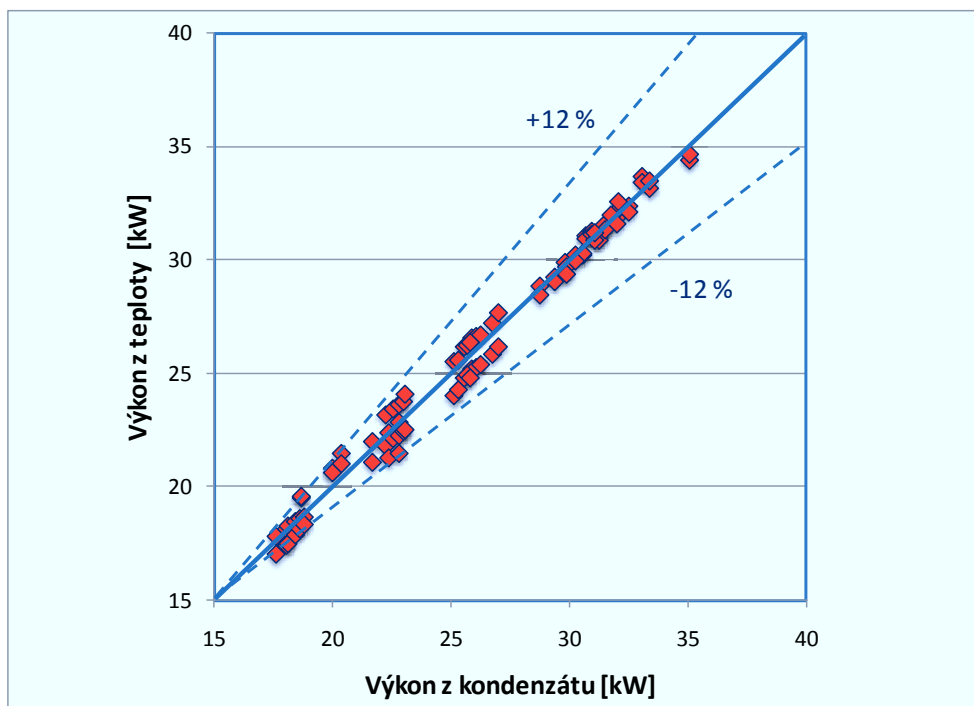
Obr. 88 Kumulovaný výkon v závislosti na teplosměnné ploše (PPS v plášti)

Vliv složení směsi na velikost tepelného výkonu i pro jmenovitý průtok páry je názorněji zobrazen na obr. 89.



Obr. 89 Kumulovaný výkon v závislosti na lokální koncentraci CO_2 (PPS v plášti)

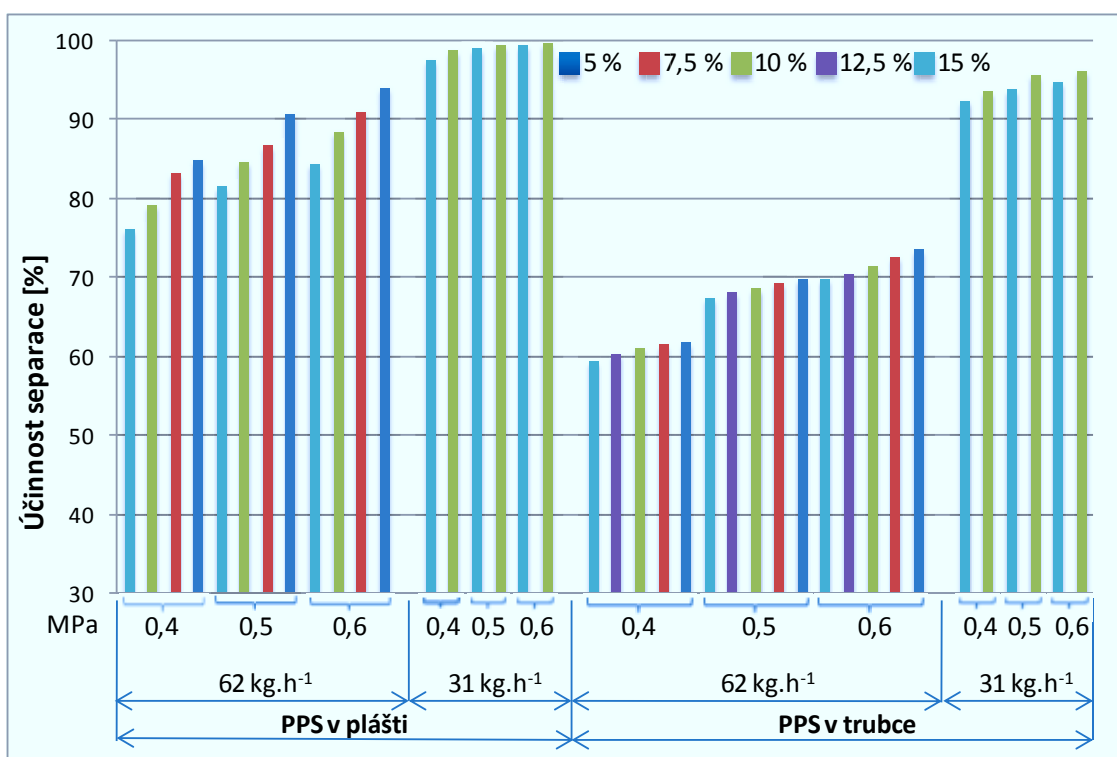
Konfrontaci metod určování množství tepla uvolněného z PPS nabízí obr. 90.



Obr. 90 Shoda metod stanovení uvolněného tepla v primárním okruhu

7.9. Účinnost separace

Účinnost separace je parametr naznačující hmotovou bilanci výměníku a jeho efektivitu využití tepelného obsahu v podobě latentního tepla páry. Matematický zápis představuje podíl hmotnostních toků páry výstupním a vstupním průřezem výměníku. Vzhledem k nepoměru velikostí toků jednotlivých složek směsi, je pro dosažení dobré výstupní čistoty CO_2 nezbytná velmi vysoká hodnota separační účinnosti. Např. 15% směsi při referenčním průtoku páry 62 kg.h^{-1} přísluší průtok $10,9 \text{ kg.h}^{-1} \text{ CO}_2$ (tab. 9), který je uvnitř výměníku konstantní. Je-li pro tuto směs o tlaku 0,6 MPa účinnost separace 84,4 %, je průtok páry výstupním průřezem výměníku $9,7 \text{ kg.h}^{-1}$, což odpovídá výstupní koncentraci pouhých 53 % CO_2 .



Obr. 91 Účinnost separace

8. DOPORUČENÍ PRO DALŠÍ VÝZKUM

Kondenzace je termodynamický proces, bez něhož si současnou technickou praxi nedovedeme představit. V řadě průmyslových aplikací je využívána po mnoho desítek let, a přesto existuje mnoho aspektů této problematiky, které ještě nebyly podrobně prozkoumány. Velkou výzvou v této oblasti je důkladné porozumění kapičkové kondenzace, nicméně i blánová kondenzace si zasluhuje svou pozornost, obzvláště v případech kdy je průběh tohoto procesu ovlivňován dalšími faktory.

Často se můžeme setkat s případy, kdy kondenzující látka není v prostředí sama, ale vytváří směs s látkou kondenzující při jiné teplotě, nebo dokonce látkou nekondenzující vůbec. Multikomponentní kondenzace pak vyžaduje odlišný přístup k řešení návrhu teplosměnných ploch, jelikož je třeba zohlednit vliv ostatních složek směsi na molekulární transport páry k fázovému rozhraní. Ten je ovlivněn několika parametry, mezi něž patří tlak, teplota, velikost molekul a v neposlední řadě lokální koncentrace jednotlivých složek směsi. S rostoucí koncentrací inertní látky se zhoršuje prostupnost molekul páry směsí a celý kondenzační proces se zpomaluje.

Z tohoto důvodu je nežádoucí, aby se v kondenzátorech zařazených v rámci klasického Rankine-Clausiova oběhu vyskytovaly nežádoucí plyny, které by bránily v přístupu páry ke kondenzační ploše. Přestože je pára v RC oběhu poměrně čistá, i vlivem netěsnosti kondenzátoru přece jen k takovému jevu dochází a je nutné jeho dopad minimalizovat použitím vývěvy.

Toto řešení je však ekonomicky nepřijatelné v situaci, kdy pracovním médiem není čistá pára, ale paroplynová směs jakou je právě vodní pára s CO_2 v modifikovaném RC oběhu založeném na oxy-fuel generátoru CES. Realizace tohoto oběhu v tzv. bezemisní variantě vyžaduje zcela jiný přístup k řešení separace obou složek a způsob odvodu CO_2 z oběhu.

Vývoj separačního parogenerátoru, jakožto technologické jednotky umožňující kondenzaci paroplynové směsi při zvýšeném tlaku za současné produkce nízkotlaké páry může být jedna z možností jak se s tímto úkolem vypořádat.

V principu se jedná o konstrukčně poměrně jednoduché zařízení, avšak se složitými termodynamickými procesy kombinující vícero mechanismů přenosu tepla a hmoty. Tyto jevy mají na výkon a účinnost parogenerátoru zásadní dopad a je nutné jim dobře porozumět, aby bylo možné optimalizovat celé zařízení.

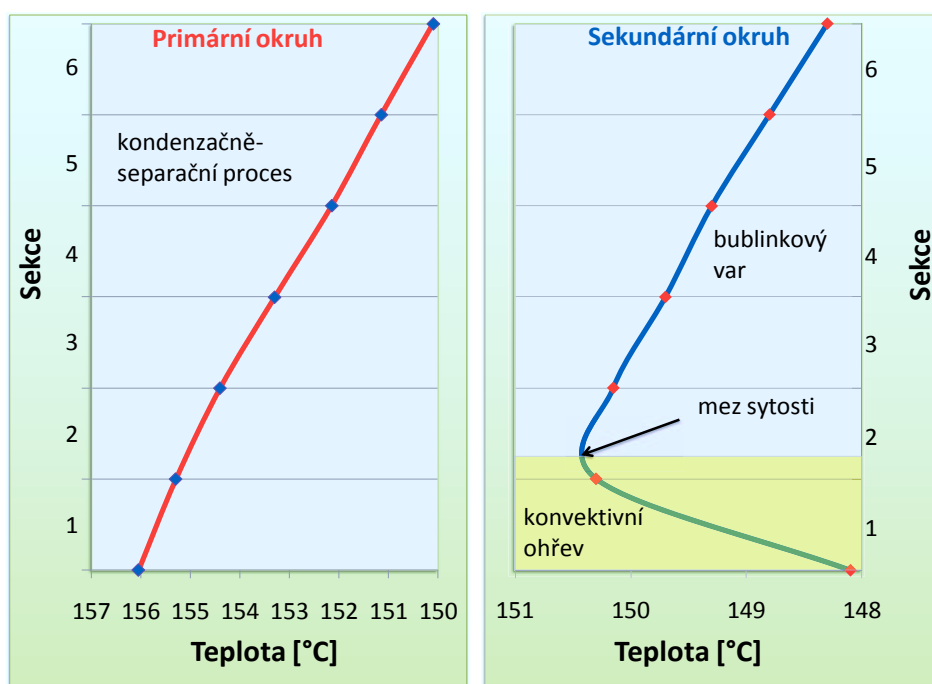
Cílem disertační práce bylo v maximální míře tyto jevy objasnit, a to za podmínek definovaných projektem ZENG. K tomuto účelu posloužil segment SPG, na němž byly

testovány různé provozní stavy, které lze očekávat v plně funkční jednotce. Zkoumán byl především vliv takových parametrů, jako jsou tlakové a průtokové poměry, teplotní a koncentrační pole.

Experimentální měření poukázala na obtížnost separace zbytkové páry z PPS v koncových partiích testovaného výměníku, kde především prudký pokles rychlosti proudění směsi má výrazný dopad na potlačení konvektivní složky přenosu hmoty. K tomu je navíc přenos hmoty difúzí v těchto místech značně oslaben vlivem vysoké koncentrace CO_2 u fázového rozhraní, kde je vrstva inertního plynu nedostatečně promíchávána vírovými rozruchy, které jsou typické pro turbulentní proudění.

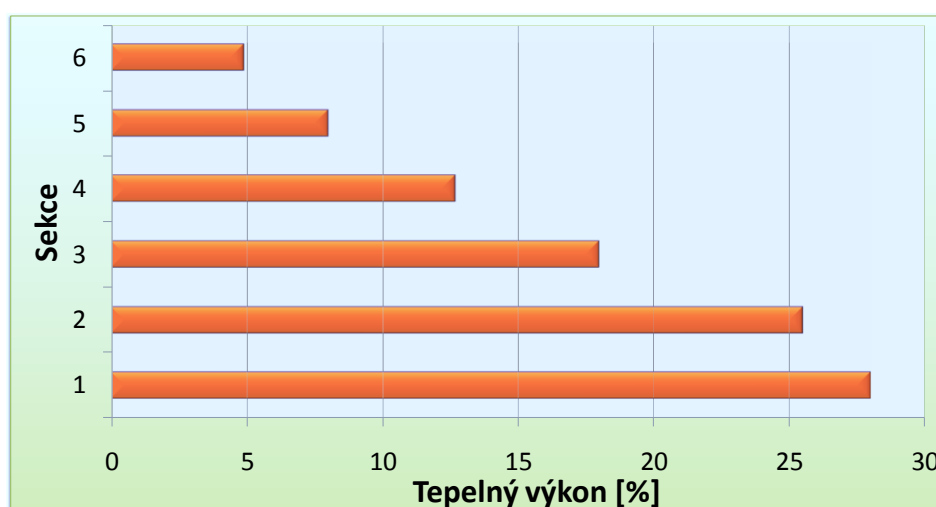
Jelikož při všech zkouškách byla pro odvod tepla z PPS volena chladicí voda, jejíž teplota se pohybovala vždy pod bodem varu, pracoval testovaný výměník v režimu ohříváku napájecí vody. V rámci celého SPG se jedná o úsek, kde jsou ustaveny nejvyšší teplotní spády mezi primárním a sekundárním okruhem a kde jsou vzhledem k rychlostem proudění a nejnižší koncentraci CO_2 vytvořeny nejvhodnější podmínky pro intenzivní přestup tepla z PPS. Na straně PVS jde naopak o místo s nejnižšími přestupními součiniteli, protože zde probíhá sdílení tepla pouze konvekcí.

Tato situace se zásadně mění v okamžiku, kdy teplota napájecí vody dosáhne stavu sytosti a začíná bublinkový var. V této oblasti se teplotní spád mezi pracovními médii pohybuje pouze v jednotkách $^{\circ}\text{C}$, nicméně díky fázovým změnám na obou stranách dosahuje intenzita sdílení tepla, vyjadřovaná prostřednictvím součinitele prostupu tepla, svého maxima.



Obr. 92 Teplotní profily pracovních médií v separátoru

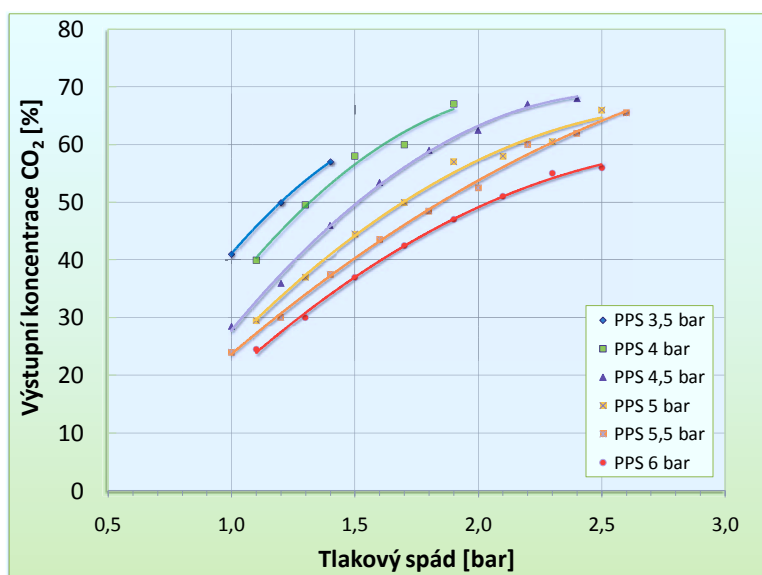
Z hlediska celkové tepelné účinnosti SPG a požadované výstupní čistoty CO_2 je důležité zvládnutí dokonalé separace zbytkové páry v PPS, což se ukazuje jako velmi náročný úkol, který vyžaduje změnu koncepce uspořádání teplosměnných ploch v koncových partiích SPG. Tepelný obsah směsi na výstupu SPG je s ohledem na vysoký podíl nekondenzující složky malý, proto nepřekvapí, že podíl koncových partií na výkonu SPG je zanedbatelný. Přesto k dosažení přijatelného složení PPS za SPG je nutné tento výkon odvést, což je při testované konfiguraci separátoru značně nevhodné, jelikož na cca 15 % výkonu připadá $\frac{1}{3}$ teplosměnné plochy. Problematické je zejména zajištění přísunu páry ke kondenzační ploše.



Obr. 93 Distribuce tepelného výkonu v SPG

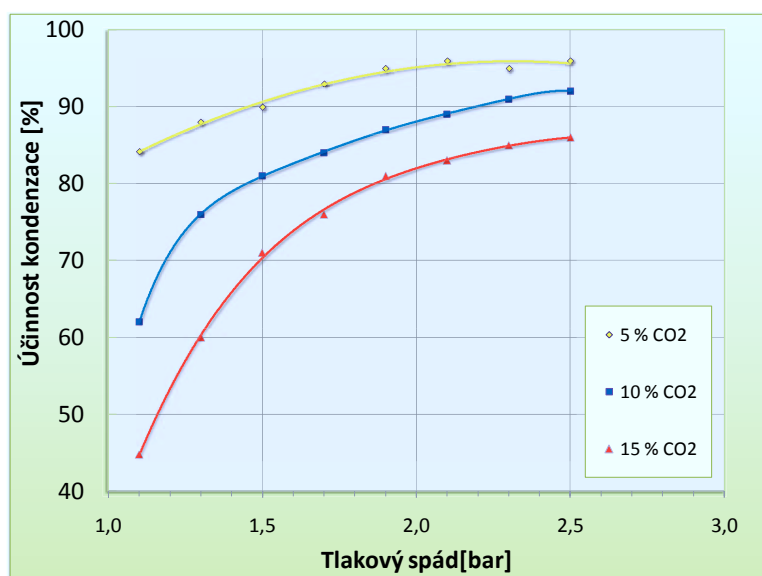
Ze zkoušek provedených na demonstrační jednotce SPG o výkonu 30 kW vyplývá, že separace PPS formou kondenzace a výroba čisté nízkotlaké páry je principiálně možná i při velmi malé hybné síle přenosu tepla (teplotních spádech). Byly analyzovány optimální stavy, kdy je dosahováno nejlepších provozních vlastností, avšak je třeba pokračovat v optimalizaci posledních sekcí SPG (ve směru proudění PPS), které nepracují dostatečně efektivně.

Toto úsilí směřuje k vývoji tzv. dochlazovače, jehož teplosměnné plochy budou ve srovnání s výparnou sekcí SPG koncipovány zcela odlišně, a to s ohledem na mnohonásobně menší objem směsi a velmi vysokou koncentraci CO_2 . Hlavním úkolem této části SPG je odejmutí skupenského tepla zbytkové páře, přičemž toto bude využito k přehřevu napájecí vody. Tím by mělo být zajištěno zlepšení separační schopnosti SPG, která se v závislosti na volených tlakových (teplotních) spádech pohybuje v širokém rozpětí, a při současném konstrukčním uspořádání i překročení dosažitelné hranice výstupní koncentrace CO_2 ve výši cca 70 % (obr. 94).



Obr. 94 Hmotnostní podíl CO₂ v PPS na výstupu (15 % na vstupu)

Ke zlepšení využitelnosti tepelného potenciálu PPS se prostor nabízí u nízkých tlakových spádů, zejména pod hranicí 1,5 bar, kdy dochází k dramatickému poklesu výkonu (obr. 95). Volba tlakových spádů totiž představuje klíčový faktor, kterým lze separační proces řídit v širokém rozsahu. Dopad snižování obsahu CO₂ ve směsi na intenzifikaci sdílení tepla je také pozitivní, nicméně se jedná o parametr, který není možné dle požadavků SPG regulovat, jelikož je předurčen vedením spalovacího procesu v CES generátoru a životností vysokotlaké turbíny zařazené před separátor. Tento efekt však bude v budoucnosti jistě nabývat na významu, protože s vývojem nových materiálů pro turbínové lopatky bude možné přikročit k přípravě vysokoteplotní směsi s menším objemem vstřikované vody, a tím vyšším podílem CO₂ na vstupu turbíny (SPG).



Obr. 95 Účinnost kondenzace v SPG v závislosti na složení směsi (PPS 6 bar)

9. ZÁVĚR

Disertační práce se v širším kontextu zabývá ekologizací energetického sektoru cestou vývoje spalovacích a sekvestračních technologií, které zajistí produkci elektrické energie z fosilních paliv v komerčně realizovatelných výrobnách založených na bezemisním práním oběhu. Největší prostor v tomto ohledu je věnován technologii umožňující efektivní separaci složek vysokoteplotního pracovního média vznikajícího v CES generátoru. Pracovním médiem je směs oxidu uhličitého a vodní páry, jejíž teplo je kondenzací při zvýšeném tlaku využito k výrobě čisté páry, zatímco CO_2 je z oběhu odváděn k dalšímu zpracování.

Přítomnost i malého množství nekondenzující složky má na průběh kondenzace dramatický dopad, jelikož je do značné míry ovlivněn přenos hmoty k fázovému rozhraní. Sdílení tepla je v důsledku toho méně intenzivní a pro přenesení určitého tepelného výkonu je zapotřebí větší plochy, než je tomu v případě čisté páry. Mechanismu této formy kondenzace je probrán v úvodní části disertace.

Na ni navazuje kapitola pojednávající o návrhu zkušebního zařízení pro experimentální hodnocení separace paroplynové směsi definovaných parametrů. Základním předpokladem měřicí tratě je možnost regulace složení směsi na požadovanou koncentraci CO_2 a volba tlakové úrovně. Jako testovací úsek posloužil vertikální trubkový kondenzátor chlazený vodou, v němž byly sledovány kondenzační procesy a hodnoceny výstupní vlastnosti směsi.

Následující kapitola seznamuje s metodikou experimentálního měření. Jsou zde definovány matematické modely pro výpočet součinitele přestupu tepla jak v primárním, tak sekundárním okruhu testovaného segmentu SPG a stanoveny podmínky pro záznam a sběr dat potřebných pro vyhodnocování zkoušek. Rozsah zkoušek, průtokové poměry a počáteční termodynamické vlastnosti směsi jsou objasněny v navazující kapitole.

Největší část disertační práce se věnuje vyhodnocení zkoušek a interpretaci získaných poznatků. Ze srovnání experimentálních dat s modelovými, lze konstatovat, že mezi nimi existuje poměrně dobrá shoda, která je však podmíněna pečlivou analýzou režimu kondenzace a rozbořem struktury a proudění filmu. Tyto vlastnosti je obtížné posoudit zejména v počátečních sekcích výměníku, kde jsou dosahovány vysoké rychlosti proudící paroplynové směsi a je problematické stanovit tloušťku vrstvy kondenzátu přiléhající k teplosměnné ploše, jenž v těchto místech představuje hlavní teplotní odpor.

Na závěr práce jsou představeny faktory limitující výkon SPG s doporučením pro změnu koncepce a následný vývoj koncových partií výměníku, které zajistí efektivnější separaci zbytkové směsi.

SEZNAM CITOVANÝCH PUBLIKACÍ

- [1] STEYNBERG, A.P., NEL, H.G. Clean coal conversion options using Fischer-Tropsch technology. *Fuel*. 2004, vol. 83, no. 6, s. 765–770. ISSN 0016-2361.
- [2] IPCC. *Climate Change 2001: Mitigation*. Cambridge : Cambridge university press. 2001, 236 s. ISBN 0-521-80769-7.
- [3] BP statistical review of world energy June 2009 [online]. London : BP p.l.c. c2010 [citováno 11.5.2010]. Dostupné z: <http://www.bp.com/statisticalreview>
- [4] PETIT, J.R., et al. Climate and atmospheric history of the past 420,000 years from the Vostok ice core, Antarctica. *Nature*. 1999, vol. 399, s. 429-436. ISSN 0028-0836.
- [5] NOAA National Climatic Data Center. *State of the climate: Global analysis for september* [online]. 2011, [citováno 27.října 2011]. Dostupné z: <http://www.ncdc.noaa.gov/sotc/global/2011/9>
- [6] KIEHL, J.T., TRENBERTH, K.F. Earth's annual global mean energy budget. *Bulletin of the american meteorological society*. 1997, vol. 78, no. 2, s. 197-208. ISSN 1520-0477.
- [7] *Water vapour: feedback or forcing?* [online]. 2005 [citováno 11.dubna 2010]. Dostupné z: <http://www.realclimate.org/index.php/archives/2005/04/water-vapour-feedback-or-forcing/>
- [8] LINDZEN, R.S. Climate change, the IPCC scientific assessment. *Quarterly journal of the royal meteorological society*. 1991, vol. 117, no. 499. ISSN 1477-870X.
- [9] *Annual energy outlook 2009: with projection to 2030* [online]. Washington, DC : U.S. Department of energy. 2009 [citováno 15.října 2011]. Dostupné z: <http://www.eia.doe.gov/oiaf/aeo/>.
- [10] *Vision 21 : energy plants for 21st century* [online]. Washington : U.S. Department of energy. [citováno 7.dubna 2011] Dostupné z: http://www.fossil.energy.gov/programs/powersystems/publications/Strategic_Plans/2001/mypp_2001_vision21.pdf
- [11] ANDERSON, R., et al. Near-term potential for power generation from coal with zero atmospheric emissions. In *Proceedings of the 27th international technical conference on coal utilization and fuel systems : 4.4.-7.4.2002, Clearwater, Florida, USA*. 2002, s. 51.
- [12] BAXTER, E., ANDERSON, R., DOYLE, S.E. *Fabricate and test an advanced non-polluting turbine drive gas generator : final report*. Rancho Cardovo : Clean Energy Systems, Inc., 2003, 47 s.
- [13] ANDERSON, R., PRONSKE, K. CES gas generator plant: a new kind of aeroderivative. *Modern power systems*. 2006, vol. 5, s. 12-16. ISSN 0260-7840.
- [14] ANDERSON, R., BISCHOFF, R.W. *Durability and reliability demonstration of a near-zero-emission gas-fired power plant : pier final project report number CEC 500-2006-074*. Rancho Cardovo : Clean Energy Systems, Inc., 2006, 71 s.
- [15] ANDERSON, R., MACADAM, S., VITERI, F. Adapting gas turbine to zero-emission oxy-fuel power plant. In *Proceedings of ASME turbo expo 2008, Berlin, Germany, June 9-13, 2008*. New York : ASME, 2008, s. 1-11.

- [16] *The status of CCS projects : interim report 2010*. Canberra : Global CCS institute, 2010, 26 s.
- [17] *Zero emission norwegian gas (ZENG) Phase-1: concept & feasibility study : final report*. Kongsberg : CO2-Norway AS, 2004, 138 s.
- [18] *Zero emission norwegian gas (ZENG) Phase-2: concept definition : general project specification*. Asker : Nebb Engineering AS, 2005, 10 s.
- [19] HUSTAD, C.-W., et al. Optimization of thermodynamically efficient nominal 40 MW zero emission pilot and demonstration power plant in Norway. In *Proceedings of ASME turbo expo 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA, June 6-9, 2005*. New York : ASME, 2005, s. 1-8.
- [20] DAVISON, J. Performance and costs of power plants with capture and storage of CO₂. *Energy*. 2007, vol. 32, s. 1163-1176. ISSN 0360-5442.
- [21] WAGNER, E., et al. The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*. 2000, vol. 122, no. 1, s. 150-182. ISSN 0742-4795.
- [22] POLING, B.E., PRAUSNITZ, J.M., O'CONNELL, J.P. *The Properties of Gases and Liquids*. 5th ed. New York : McGraw-Hill. 2000, 576 s. ISBN 0070517908.
- [23] FULLER, E.N., SCHETTLER, P.D., GIDDINGS, J.C. New Method for Prediction of Binary Gas Phase Diffusion Coefficient. *Industrial & Engineering Chemistry*. American Chemical Society. 1966, vol. 58, no. 5, s. 18-27. ISSN 0888-5885.
- [24] KUTATELADZE, S.S., BORISANSKIJ, V.M. *Průručka sdílení tepla*. Praha : SNTL. 1962, 527 s.
- [25] BLASIUS, H. Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten. *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*. Berlin : VDI-Verlag. 1913, vol.131.
- [26] KUPKA, D., et al. *Výzkum a vývoj separačního parogenerátoru : závěrečná zpráva projektu FI-IM4/188*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, 147 s.
- [27] BLANGETTI, F., KREBS, R., SCHLUNDER, E.U. Condensation in vertical tubes – experimental results and modeling. *Chemical Engineering Fundamentals*. 1982, no. 1, s. 20-63. ISSN 0723-0966.
- [28] NORRIS, N.H. Some simple approximate heat transfer correlations for turbulent flow in ducts with rough surfaces. *Augmentation of Convective Heat and Mass transfer*. 1970, s. 66.
- [29] WALLIS, G.B. *One dimensional two-phase flow*. New York : McGraw-Hill. 1969, 431 s. ISBN 0070679428.
- [30] ROHSENOW, W.M., WEBBER, J.H., LING, A.T. Effect of vapor velocity on laminar and turbulent-film condensation. In *Transaction of American Society of Mechanical Engineers*. 1957, vol. 78, no. 8, s. 1637-1342.
- [31] NUSSELT, W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. *Vereins deutscher Ininuerere*. 1916, vol. 60, s. 541-575.
- [32] MINKOWYCZ, W.J., SPARROW, E.M. Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variables properties, and diffusion. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1966, vol. 9, s. 1125–1144.

- [33] ROHSENOW, W.M. Heat transfer and temperature distribution in laminar film condensation. In *Transaction of American Society of Mechanical Engineers*. 1957, vol. 78, s. 1645-1648.
- [34] KINOSHITA, E., UEHARA, H. Turbulent film condensation of binary mixture on a vertical plate. In *Proceedings of ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference*. 1995, vol. 2, s. 367–373.
- [35] CHUN, K.R., SEBAN, R.A. Heat transfer in evaporating liquid films. *Journal of Heat Transfer*. 1971, vol. 93, s. 391–396.
- [36] COLBURN, A.P., CARPENTER, F.S. The effect of vapor velocity on condensation inside tubes. In *General Discussion on Heat Transfer, American Society of Mechanical Engineers*. Clayton Lecture, 1951, s. 6–20.
- [37] KOSKY, P.G., STAUB, F.W. Local condensing heat transfer coefficients in the annular flow regime. In *General Discussion on Heat Transfer*. Newark : AIChE Journal. 1971, vol. 17, no. 5, s. 1037-1043.
- [38] CHEN, S.L., GERNER, F.M., TIEN, C.L. General film condensation correlations. *Experimental Heat Transfer*. 1987, vol. 1, s. 93-107.
- [39] GNIELINSKI, V. Single-phase convective heat transfer: Forced convection in ducts. *Heat exchanger design updates*. 1999, vol. 6, s. 63-84. ISSN 1074-7214.
- [40] KAYS, W.M., CRAWFORD, M.E. *Convective heat and mass transfer*. 3rd edition. New York : McGraw-Hill. 1993, 480 s. ISBN 0070337217.
- [41] KUHN, S.Z, SCHROCK, V.E., PETERSON, P.F. An investigation of condensation from steam-gas mixtures flowing downward inside a vertical tube. *Nuclear engineering and design*. 1997, vol. 288, no. 1-3, s. 53-69. ISSN 0029-5493.
- [42] KANDLIKAR, S.G., SHOJI, M., DHIR, V.K. *Handbook of phase change: boiling and condensation*. Philadelphia : Taylor & Francis. 1999, 788 s. ISBN 1-56032-634-4.
- [43] BLANGETTI, F., SCHLUNDER, E.U. Local heat transfer coefficients of condensation in a vertical tube. In *Proceedings of 6th International Heat Transfer Conference*. 1978, vol. 2, s. 437-442.

SEZNAM VLASTNÍCH PUBLIKACÍ

- [1] KOLONIČNÝ, J.; KUPKA, D. Využití separačního parogenerátoru v čistých technologiích. In *Sborník přednášek konference Kotle a energetická zařízení 2009 : 16.3.-18.3. 2009*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2009, s. 36-42. ISSN 1803-1064.
- [2] KUPKA, D., KOLONIČNÝ, J. Separace paroplynové směsi procesem kondenzace. In *Sborník přednášek konference ERIN 2009 : 1.4.-2.4. 2009*, Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, s. 71-72. ISBN 978-80-248-1982-2.
- [3] KOLONIČNÝ, J., NOSKIEVIČ, P., KUPKA, D. Carbon dioxide removal from steam-gas mixture using condensation process in tube exchanger. In *Proceeding of 19th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2010 : 28.8.-1.9.2010, Prague, Czech Republic*. Praha : Process engineer publisher, 2010. ISBN 978-80-02-02210-7.
- [4] KUPKA, D., KOLONIČNÝ, J. Decarbonizing technology for zero emission steam cycle. *Rynek energii*. 2010, vol. 5, s. 135-140. ISSN 1425-5960.
- [5] KUPKA, D. Vliv přítomnosti inertního plynu na proces blánové kondenzace páry. *Chemagazín*. 2011, vol. XXI, no. 1, s. 6-8. ISSN 1210-7409.
- [6] KUPKA, D., KOLONIČNÝ, J. Mathematical model of film-wise condensation for evaluation of heat transfer coefficient. *Transactions of the VŠB – Technical University of Ostrava, Mechanical Series*. 2010, vol. LVI, no. 2, s. 99-107. ISSN 1210-0471.
- [7] KUPKA, D., KOLONIČNÝ, J. Carbon dioxide separation process for CES oxy-fuel combustor. In *International congress on Green process Engineering : 6.12.-8.12. 2011, Kuala Lumpur, Malaysia*. Kuala Lumpur : University of Malaya, 2011.